

日本国特許庁
PATENT OFFICE
JAPANESE GOVERNMENT

K00 263
9-21-01
1c903 U.S. PTO
09/903652
07/13/01

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2000年 8月16日

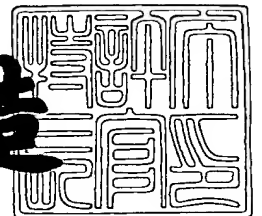
出願番号
Application Number: 特願2000-246963

出願人
Applicant(s): トヨタ自動車株式会社

2001年 1月 5日

特許庁長官
Commissioner,
Patent Office

及川耕造



出証番号 出証特2000-3108856

【書類名】 特許願

【整理番号】 TSN002077

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 8/00
B60T 13/66

【発明の名称】 ブレーキ装置

【請求項の数】 10

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 磯野 宏

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100079669

【弁理士】

【氏名又は名称】 神戸 典和

【選任した代理人】

【識別番号】 100085361

【弁理士】

【氏名又は名称】 池田 治幸

【選任した代理人】

【識別番号】 100078190

【弁理士】

【氏名又は名称】 中島 三千雄

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9908707

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ブレーキ装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力により作動させられ、高圧の作動液を吐出する動力式液圧源と、

ブレーキシリンダの液圧により作動させられるブレーキと、

前記動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、前記動力式液圧源から供給される同じ量の作動液に対して、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を変更する供給流量変更装置と
を含むことを特徴とするブレーキ装置。

【請求項 2】 当該ブレーキ装置が、前記動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、前方の加圧室と後方の後方液圧室とに対する受圧面積が互いに異なる加圧ピストンとを備え、その加圧ピストンの前進に伴って加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液圧シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力式液圧源の作動液を、前記液圧シリンダの、前記加圧ピストンの受圧面積が大きい側の室に供給する状態と、受圧面積が小さい側の室に供給する状態とに変更する供給先変更装置を含む請求項 1 に記載のブレーキ装置。

【請求項 3】 前記供給流量変更装置が、前記供給先変更装置により前記動力式液圧源の作動液が前記加圧室に供給される状態において、前記後方液圧室からの作動液の流出を阻止する流出阻止装置を含む請求項 2 に記載のブレーキ装置。

【請求項 4】 当該ブレーキ装置が、

(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、ブレーキ操作部材の操作に伴って前進させられる加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給するマスタシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記動力式液圧源の液圧に応じた助勢力を加える液圧ブ

ースタと、

前記動力式液圧源から供給された作動液の液圧により前進させられる加圧ピストンを備え、前記マスタシリンダから遮断された状態で、前記加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する補助シリンダとを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力式液圧源の作動液を液圧ブースタに供給する状態と前記補助シリンダに供給する状態とに切り換え可能な供給先変更装置を含む請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

【請求項 5】前記供給流量変更装置が、前記ブレーキシリンダの液圧に基づいて前記供給流量を変更するものである請求項 1 ないし 4 のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

【請求項 6】前記供給流量変更装置が、前記ブレーキシリンダの液圧の増加勾配に基づいて前記供給流量を変更するものである請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

【請求項 7】前記動力式液圧源が、(a) 電気エネルギーにより駆動される電動モータと、(b) その電動モータにより駆動され、高圧の作動液を吐出するポンプとを備えたポンプ装置を含み、

前記供給流量変更装置が、前記ブレーキシリンダの液圧が、前記電動モータに供給される電気エネルギーに基づいて決まる設定液圧に達した場合に、前記供給流量を変更するものである請求項 1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

【請求項 8】前記供給流量変更装置が、前記ブレーキシリンダの液圧が、前記作動液の温度に基づいて決まる設定液圧に達した場合に、前記供給流量を変更するものである請求項 1 ないし 7 のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

【請求項 9】動力駆動源の駆動により作動させられ、高圧の液圧を発生させる動力式液圧源と、

その動力式液圧源から出力される作動液がブレーキシリンダに供給されることにより作動させられるブレーキと、

前記動力駆動源の同じ作動量に対して、前記ブレーキシリンダの液圧の供給流

量を変更する供給流量変更装置と
を含むことを特徴とするブレーキ装置。

【請求項 10】当該ブレーキ装置が、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、前記動力駆動源の駆動力により前進させられる加圧ピストンとを備え、その加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液圧シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力駆動源の同じ作動量に対して、前記加圧ピストンの作動量を変更するものである請求項 9 に記載のブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明はブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

本願出願人によって先に出願されて未公開である特願 2 0 0 0 - 1 7 4 0 2 9 号の明細書には、(a) 動力により作動させられ、高圧の作動液を吐出する動力式液圧源と、(b) ブレーキシリンダの液圧により作動させられるブレーキと、(c) 動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、動力式液圧源から供給される作動液の液圧を制御することにより、ブレーキシリンダの液圧を制御する液圧制御装置とを含むブレーキ装置の一例が記載されている。このブレーキ装置においては、動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に、ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを含むマスタシリンダが設けられ、マスタシリンダの加圧ピストンの前方の加圧室の作動液が、加圧ピストンの前進に伴ってブレーキシリンダに供給されることにより、ブレーキが作動させられる。

上述のブレーキ装置においては、加圧ピストンの後方液圧室の液圧が動力式液圧源から供給される作動液を利用して制御される。加圧ピストンには、ブレーキ操作力と後方液圧室の液圧に対応する助勢力とが加えられ、これらの合力によって前進させられる。後方液圧室の液圧の制御により、ブレーキ操作力と加圧室の液圧、すなわち、ブレーキ液圧との関係が制御される。

上述のブレーキ装置においては、マスタシリンダの加圧室における作動液の流入が制御される。動力式液圧源から供給される高圧の作動液が加圧室に供給されたり、加圧室の作動液がリザーバに流出させられたりするのである。それによって、ブレーキ操作部材の操作ストロークと加圧室の液圧、すなわち、ブレーキ液圧との関係が制御される。

このように、上述のブレーキ装置においては、ブレーキ操作力とブレーキ液圧との関係のみならず、操作ストロークとブレーキ液圧との関係も制御される。

【 0 0 0 3 】

【発明が解決しようとする課題、課題解決手段および効果】

本発明の課題は、動力式液圧源を備えたブレーキ装置の改良にあり、例えば、動力式液圧源の能力の範囲内において、ブレーキの作動速度と作動力との少なくとも一方を制動要求に対応できるブレーキ装置を得ることである。この課題は、ブレーキ装置を、下記各態様の構成のものとすることによって解決される。各態様は、請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、本発明の理解を容易にするためであり、本明細書に記載の技術的特徴およびそれらの組合わせが以下の各項に限定されると解釈されるべきではない。また、1つの項に複数の事項が記載されている場合、常に、すべての事項を一緒に採用しなければならないものではなく、一部の事項のみを取り出して採用することも可能である。

(1) 動力により作動させられ、高圧の作動液を吐出する動力式液圧源と、

ブレーキシリンダの液圧により作動させられるブレーキと、

前記動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、前記動力式液圧源から供給される同じ量の作動液に対して、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を変更する供給流量変更装置と

を含むことを特徴とするブレーキ装置（請求項1）。

本項に記載のブレーキ装置においては、動力式液圧源から供給される同じ量の作動液に対するブレーキシリンダへの作動液の供給流量が供給流量変更装置によって変更される。この場合において、ブレーキシリンダの液圧が同じである場合には、供給流量を変更することによって、ブレーキシリンダ液圧の増加速度を変

更することができる。例えば、運転者がブレーキ液压を早急に増加させることを望む場合には供給流量を大きくし、緩やかに増加させることを望む場合には供給流量を小さくすればよいのであり、動力式液压源の能力を高めなくても、ブレーキ液压の増加勾配を制動要求に応じて制御することができる。この意味において、供給流量変更装置を、ブレーキ液压増圧勾配変更装置と考えることができる。

(2) 当該ブレーキ装置が、前記動力式液压源とブレーキシリンダとの間に設けられ、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、前方の加圧室と後方の後方液压室とに対する受圧面積が互いに異なる加圧ピストンとを備え、その加圧ピストンの前進に伴って加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液压シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力式液压源の作動液を、前記液压シリンダの、前記加圧ピストンの受圧面積が大きい側の室に供給する状態と、受圧面積が小さい側の室に供給する状態とに変更する供給先変更装置を含む(1) 項に記載のブレーキ装置（請求項2）。

液压シリンダにおいては、加圧ピストンの前進に伴って加圧室の作動液がブレーキシリンダに供給される。この加圧ピストンは、(a) 受圧面積が大きい方の面が加圧室に対向する面とされ、受圧面積が小さい方の面が後方液压室に対向する面とされる場合と、(b) 受圧面積が小さい方の面が加圧室に対向する面とされ、受圧面積が大きい方の面が後方液压室に対向する面とされる場合とがあり、それぞれにおいて、動力式液压源の作動液が、(c) 後方液压室に供給される場合と、(d) 加圧室に供給される場合とがある。そして、動力式液压源の作動液が、加圧ピストンの受圧面積が大きい側の室に供給される状態と、受圧面積の小さい側の室に供給される状態とで、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量が異なる。

加圧ピストンの加圧室に対向する面の受圧面積を $A1$ とし、加圧ピストンの後方液压室に対向する面の受圧面積を $A3$ とする。

動力式液压源から流量 q で作動液が後方液压室に供給される場合(c) には、加圧室からは、流量 $\{ (A1 / A3) \cdot q \}$ でブレーキシリンダに作動液が供給される。また、動力式液压源から流量 q で作動液が加圧室に供給される場合(d) には、作動液は、そのままブレーキシリンダに供給されるため、ブレーキシリンダ

への作動液の供給流量は q となる。

したがって、(a) 加圧ピストンにおいて、加圧室に対向する面の面積 $A1$ が後方液圧室に対向する面の面積 $A3$ より大きい ($A1 / A3 > 1$) 場合には、動力式液圧源から後方液圧室に作動液が供給される場合(c)の方が、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量が大きくなり、(b) 加圧室に対向する面の面積 $A1$ が後方液圧室に対向する面の面積 $A3$ より小さい ($A1 / A3 < 1$) 場合には、加圧室に供給される場合(d)の方が供給流量が大きくなる。

この場合において、加圧室から流出させられた作動液がすべてブレーキシリンダに供給される場合には、加圧室からの流出流量とブレーキシリンダへの供給流量とは同じになる。ブレーキ装置においては、加圧室が一つ設けられる場合と、複数設けられる場合とがあり、また、一つの加圧室に一つのブレーキシリンダが接続される場合と、複数のブレーキシリンダが接続される場合とがあるが、いずれの場合においても、加圧室各々から流出させられる作動液の総量とブレーキシリンダ各々に流入させられる作動液の総量とは同じになることには変わりがない。そのため、本明細書においては、以下、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量は、個々のブレーキシリンダに流入させられる作動液の流量ではなく、ブレーキシリンダ各々に流入させられる作動液の流量の総和とする。同様に、加圧室からの作動液の流出流量も、個々の加圧室から流出させられる作動液の流量の総和とする。

以上、動力式液圧源から液圧シリンダに供給される作動液の流量と、液圧シリンダからブレーキシリンダに供給される作動液の流量との関係について説明したが、次に圧力について説明する。

ブレーキ操作力を 0 とした場合において、(c) 動力式液圧源から液圧 P の作動液が後方液圧室に供給される場合（換言すれば、後方液圧室の液圧が P に制御される場合）のブレーキシリンダの液圧（以下、ブレーキ液圧と略称する）は $\{ P \cdot (A3 / A1) \}$ となり、(d) 加圧室に供給される場合のブレーキ液圧は P となる。動力式液圧源の最大出力液圧が P_{\max} である場合には、前者の場合には、ブレーキ液圧を $\{ P_{\max} \cdot (A3 / A1) \}$ まで増圧することができ、後者の場合には、液圧 P_{\max} まで増圧することができる。したがって、(a) 加圧室に対向

する面の面積 $A1$ が後方液圧室に対向する面の面積 $A3$ より大きい ($A3 / A1 < 1$) 場合には、(d) 動力式液圧源の作動液が加圧室に供給される場合の方が、ブレーキシリンダの上限液圧が大きくなり、(b) 面積 $A1$ が面積 $A3$ より小さい ($A3 / A1 > 1$) 場合には、(c) 後方液圧室に供給される場合の方が上限液圧が大きくなる。

このようにポンプ装置の作動液の供給先を切り換えることによって、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量と、ブレーキシリンダの上限液圧とを変更することができるのであり、動力式液圧源の能力を高めなくても、運転者が素早い増圧を要求する場合と、大きな制動力を要求する場合との両方に応じることが可能となる。この意味において、供給流量変更装置を供給流量変更装置あるいは上限液圧変更装置と考えることができる。

(3) 前記供給流量変更装置が、前記供給先変更装置により前記動力式液圧源の作動液が前記加圧室に供給される状態において、前記後方液圧室からの作動液の流出を阻止する流出阻止装置を含む(2) 項に記載のブレーキ装置(請求項3)。

本項に記載の液圧シリンダにおいては、動力式液圧源の作動液が加圧室に供給される場合には後方液圧室の作動液の流出が阻止されるため、それによって、加圧ピストンが後退させられることを回避することができる。加圧室に高圧の作動液が供給されても、加圧ピストンが後退させられることがないのであり、その結果、速やかにブレーキシリンダに作動液を供給し、ブレーキ液圧を増圧することができる。加圧ピストンの後退が許容されれば、その分ブレーキシリンダに供給される作動液の流量が小さくなり、甚だしい場合には加圧ピストンが後退端位置まで後退させられた後でなければ、ブレーキシリンダへの作動液の供給が行われないのであるが、本態様に従えば、動力式液圧源からの作動液が全量ブレーキシリンダに供給され、速やかにブレーキ液圧を増圧することができるのである。

加圧室に対向する面の受圧面積 $A1$ が後方液圧室に対向する面の受圧面積 $A3$ より大きい場合 ($A1 > A3$) には、動力式液圧源の作動液が後方液圧室に供給される場合の方が、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量は大きくなる。例えば、ブレーキ操作初期に、動力式液圧源の作動液が後方液圧室に供給されるようにすれば、ファーストフィルを速やかに終了させることができ、ブレーキの効き

遅れを小さくすることができる。また、動力式液圧源の作動液が加圧室に供給される場合の方が、ブレーキシリンダへ上限液圧を大きくすることができるため、要求制動力が大きい場合に、加圧室に供給されるようにすれば、ブレーキ液圧を動力式液圧源の最大吐出液圧まで増加させることができる。加圧室の液圧が P_{max} に制御されれば、作動液の流出が阻止されている後方液圧室の液圧は最大吐出液圧 P_{max} より大きい液圧 $\{P_{max} \cdot (A_1 / A_3)\}$ に達する。このように制御すれば、ブレーキ液圧やブレーキ液圧の増加勾配を運転者の制動要求に応じて制御することが可能となる。

(4) 当該ブレーキ装置が、前記流出阻止装置と並列に動力式液圧源から後方液圧室への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁を含む(3) 項に記載のブレーキ装置。

流出阻止装置と並列に逆止弁を設ければ、流出阻止装置が流出阻止状態にある場合に、後方液圧室への作動液の流入が許容される。流出阻止状態にある場合において、例えば、運転者によってブレーキ操作部材への操作量が増加させられることによって加圧ピストンが前進させられれば、それによって、後方液圧室に作動液が供給され、負圧になることが回避される。

(5) 当該ブレーキ装置が、前記動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、ブレーキ操作部材に連携させられた第1ピストンと、(c) 加圧室に対向する受圧面を有し、前記第1ピストンとは別体の第2ピストンとを備え、前記第2ピストンの前進に伴って加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液圧シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、前記第1ピストンの後方の液圧室に作動液を供給する状態と、前記第1ピストンと第2ピストンとの間の中間の液圧室に作動液を供給する状態とに切り換え可能な供給先変更装置を含む(1) 項に記載のブレーキ装置。

動力式液圧源の作動液が第1ピストンの後方液圧室に供給される場合には、第1ピストンの前進に伴って中間液圧室の液圧が増加させられ、それによって、第2ピストンが前進させられる。第2ピストンの前進に伴って加圧室に液圧が発生

させられ、加圧室の作動液がブレーキシリンダに供給される。中間液圧室に供給される場合には、第2ピストンの前進に伴って加圧室に液圧が発生させられ、加圧室の作動液が供給される。

それに対して、動力式液圧源の失陥等の場合には、ブレーキ操作部材の操作に伴って第1ピストンが前進させられ、第2ピストンに当接し、第1ピストンと第2ピストンとが一体的に前進させられる。加圧室には、ブレーキ操作部材に加えられる操作力に応じた液圧が発生させられる。

図15に示すように、第2ピストンの加圧室に対向する面の受圧面積を $A1$ とし、第1ピストンの後方液圧室に対向する面の受圧面積を $A3$ とし、第1ピストン、第2ピストンの中間液圧室に対向する面の受圧面積を、それぞれ $A2$ 、 $A2'$ とした場合において、動力式液圧源から、液圧 P 、流量 q の作動液が第1ピストンの後方の後方液圧室に供給される場合には、ブレーキシリンダには、流量 $\{q \cdot (A1 \cdot A2) / (A3 \cdot A2')\}$ で作動液が供給され、ブレーキ液圧は、 $\{P \cdot (A3 \cdot A2') / (A1 \cdot A2)\}$ になる。それに対して、第1ピストンの前進量 $\Delta L1$ は、 $(q / A3)$ であるが、第2ピストンの前進量 $\Delta L2$ は、 $\{(q / A3) \cdot (A2 / A2')\}$ である。ここで、第1ピストンと第2ピストンとの中間液圧室に対向する面の受圧面積の比 $(A2 / A2')$ が1より大きい場合には、第2ピストンの前進量 $\Delta L2$ は第1ピストンの前進量 $\Delta L1$ より大きくなり $(\Delta L2 > \Delta L1)$ 、後方液圧室に動力式液圧源の作動液が供給される場合に、第1ピストンは第2ピストンに当接しない。

中間液圧室に作動液が供給される場合には、ブレーキシリンダには流量 $\{q \cdot (A1 / A2')\}$ で作動液が供給される。また、ブレーキ液圧は $\{P \cdot (A2' / A1)\}$ になる。

この場合において、第1ピストンの中間液圧室の受圧面積 $A2$ が後方液圧室の受圧面積 $A3$ より大きい場合 $(A2 / A3 > 1)$ には、後方液圧室に作動液が供給される場合の方が、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量が大きく、ブレーキ液圧が小さくなる。また、第2加圧ピストンの形状によっては、中間液圧室に対向する受圧面の面積 $A2'$ が加圧室に対向する受圧面の面積 $A1$ と同じ大きさになる場合がある。

なお、本項に記載のブレーキ装置には、上述の(2) 項ないし(4) 項のいずれかに記載の技術的特徴と採用することができる。上述のように、中間液圧室に作動液が供給される場合に、後方液圧室の作動液の流出を阻止する流出阻止装置を設ければ、中間液圧室の液圧が増圧される際に第1ピストンが後退することを防止することができる。

(6) 前記供給先変更装置が、前記液圧シリンダ内の2つ以上の液圧室のうちのいずれか一つに前記動力式液圧源を選択的に連通可能な連通制御弁装置を含む(2) 項ないし(5) 項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。

連通制御弁装置は、例えば、2つ以上の液圧室（液圧室には加圧室も含まれる）の各々への作動液の供給状態を制御可能な1つ以上の制御弁を含むものとすることができる。動力式液圧源と2つ以上の液圧室との間に設けられた1つの方向切換弁を含むものとしたり、動力式液圧源と2つ以上の液圧室とのそれぞれの間に設けられた制御弁を含むものとしたりすることができる。制御弁は、供給電流のON/OFFにより開閉させられる電磁開閉弁であっても、液圧室の液圧を供給電流量に応じた大きさに制御する電磁液圧制御弁であってもよい。電磁開閉弁を含む場合には、液圧室の液圧を制御する電磁液圧制御弁を別個設けてもよいが、液圧室の液圧を電磁開閉弁の開閉制御により制御することもできる。

(7) 前記ブレーキ装置が、前記液圧シリンダに設けられた2つ以上の液圧室のうちの少なくとも一つの液圧を運転者によるブレーキ操作部材の操作状態を表す操作状態量に基づいて制御する液圧制御装置を含む(2) 項ないし(6) 項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。

後方液圧室、加圧室、中間液圧室の液圧が運転者によるブレーキ操作状態に基づいて制御されれば、ブレーキ液圧を運転者の要求制動に応じて制御することができる。ブレーキ操作状態量は、ブレーキ操作部材に加えられるブレーキ操作力、操作ストローク等が該当するが、これらブレーキ操作力と操作ストロークとの両方に基づいて決まる量とすることができる。

液圧制御装置は、例えば、1つ以上の電磁制御弁を含むものとすることができるが、その場合には、液圧制御装置と連通制御弁装置との全部または一部を共通のものとするすることができる。

(8) 当該ブレーキ装置が、前記動力式液圧源とブレーキシリンダとの間に設けられ、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、加圧室に対向する小径部とその小径部より大径の大径部とを有する段付き形状を成した加圧ピストンとを備え、その加圧ピストンの前進に伴って前記加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液圧シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、動力式液圧源の作動液が、加圧ピストンの大径部側の後方液圧室に供給される状態において、前記加圧ピストンの小径部の外周側の環状室を、大気圧に保たれた大気圧室に連通させる状態と、ブレーキシリンダに連通させる状態とに切り換え可能な連通弁装置を含む(1) 項に記載のブレーキ装置。

加圧ピストンの加圧室に対向する面（小径部）の受圧面積を $A1$ とし、後方液圧室に対向する面（大径部側）の受圧面積を $A3$ とし、環状室に対向する面の受圧面積を $A2$ とする。

動力式液圧源の作動液が後方液圧室に供給される場合において、環状室がブレーキシリンダに連通させられた場合には、加圧ピストンの前進に伴って、加圧室と環状室との両方からブレーキシリンダに作動液が供給される。ブレーキシリンダへの作動液の供給流量は $\{q \cdot (A1 + A2) / A3\}$ となり、ブレーキ液圧は $\{P \cdot (A3 / (A2 + A1))\}$ となる。環状室が大気圧室に連通させられた場合には、ブレーキシリンダには加圧室から作動液が供給されるが環状室から供給されることはない。ブレーキシリンダへの作動液の供給流量は $\{q \cdot (A1 / A3)\}$ となり、ブレーキ液圧は $\{P \cdot (A3 / A1)\}$ となる。

この場合には、受圧面積 $A1$ は受圧面積 $A3$ より小さいため、これらの面積比率 $(A3 / A1)$ は 1 より大きい。そのため、環状室が大気に連通させられた場合には、ブレーキ液圧を動力式液圧源の液圧より大きくすることができる。また、環状室がブレーキシリンダに連通させられた場合には、ブレーキシリンダに環状室と加圧室との両方から作動液が供給されるため、ブレーキシリンダへの供給流量を大きくすることができる。

(9) 当該ブレーキ装置が、

(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能

に嵌合され、ブレーキ操作部材の操作に伴って前進させられる加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給するマスタシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記動力式液圧源の液圧に応じた助勢力を加える液圧ブースタと、

前記動力式液圧源から供給された作動液の液圧により前進させられる加圧ピストンを備え、前記マスタシリンダから遮断された状態で、前記加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する補助シリンダとを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力式液圧源の作動液を液圧ブースタに供給する状態と前記補助シリンダに供給する状態とに切り換え可能な供給先変更装置を含む(1) 項ないし(8) 項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置（請求項 4）。

動力式液圧源の作動液が液圧ブースタに供給される状態と、補助シリンダに供給される状態とで、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を変更することができる。

動力式液圧源の作動液が液圧ブースタに供給される状態においては、ブレーキ操作力が液圧ブースタによって倍力された大きさの前進力が加圧ピストンに加えられる。加圧ピストンは前進力によって前進させられ、加圧室には、加圧ピストンに加えられる前進力に応じた液圧が発生させられる。加圧室の作動液がブレーキシリンダに供給されることにより、ブレーキが作動させられる。

動力式液圧源の作動液が補助シリンダに供給される状態においては、補助シリンダはマスタシリンダから遮断される。補助シリンダは、動力式液圧源の液圧により作動させられ、それによって、ブレーキシリンダに作動液が供給され、ブレーキが作動させられる。

液圧ブースタは、例えば、(3) 項に記載の後方液圧室を含むものとすることができる。

(10) 前記供給流量変更装置が、前記ブレーキ液圧に基づいて前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(9) 項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置（請求項 5）。

(11) 前記供給流量変更装置が、前記ブレーキ液圧の増加勾配に基づいて前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(10)項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置（請求項 6）。

供給流量変更装置によれば、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を変更したり、ブレーキ液圧の上限値を変更したりすることができる。そのため、ブレーキ液圧やブレーキ液圧の増加勾配に基づいて変更することは妥当なことである。

(10) 項、(11) 項に記載のブレーキ装置は、ブレーキ液圧を取得するブレーキ液圧検出装置を含むが、ブレーキ液圧検出装置は、ブレーキ液圧を直接検出するものであっても、間接的に検出するものであってもよい。例えば、ブレーキシリンダと同じ液圧の部分の液圧を検出するものでもよいのであり、具体的には、ブレーキシリンダに接続された液通路の液圧、ブレーキシリンダに接続されたマスタシリンダの液圧、〔発明の実施の形態〕において説明するように、ブレーキシリンダに接続された液圧源装置の出力液圧等を検出することによってブレーキシリンダ液圧を検出することができる。また、減速度に基づいてブレーキシリンダを推定することもできる。この場合には、減速度検出装置がブレーキ液圧検出装置の一態様となる。

供給流量はブレーキ液圧やブレーキ液圧の増加勾配に基づいて連続的に変化させても、段階的に変化させてもよい。下記の(12) 項ないし(14) 項において、ブレーキ液圧が設定液圧に達した場合に供給流量を変更する場合における設定液圧の決定について説明する。

(12) 前記供給流量変更装置が、前記ブレーキ液圧が前記動力式液圧源の状態に基づいて決まる設定液圧に達した場合に、前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(11) 項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置。

前述のように、動力式液圧源から供給される作動液の同じ流量に対するブレーキシリンダへの作動液の供給流量は、供給流量変更装置によって変更されるが、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量自体は動力式液圧源から供給される作動液の流量によって決まる。また、動力式液圧源から供給される作動液の流量は動力式液圧源自体の状態によって決まる。したがって、設定液圧を動力式液圧源の状態に基づいて決定することは妥当なことである。

例えば、供給流量変更装置によって、ブレーキ液圧が設定液圧に達した場合に、ブレーキシリンダへの供給流量が大きくて上限液圧が小さい第 1 状態から、供給流量が小さくて上限液圧が大きい第 2 状態に切り換えられる場合において、動力式液圧源の状態が能力を十分に発揮し得る状態にある場合には、設定液圧を大きくする。この場合には、第 1 状態にあっても、上限液圧がそれほど小さくなることはなく、供給流量が大きい方が望ましいからである。

(13) 前記動力式液圧源が、(a) 電気エネルギーにより駆動される電動モータと、(b) その電動モータにより駆動され、高圧の作動液を吐出するポンプとを備えたポンプ装置を含み、

前記供給流量変更装置が、前記ブレーキ液圧が、前記電動モータに供給される電気エネルギーに基づいて決まる設定液圧に達した場合に、前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(12)項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置（請求項 7）。

動力式液圧源から供給可能な作動液の最大流量、最大液圧は、ポンプ装置の能力の範囲内において、電動モータに供給可能な電気エネルギーが多い場合は少ない場合より大きくなる。したがって、設定液圧を、電動モータへの供給電気エネルギーに基づいて決定することは妥当なことである。

(14) 前記供給流量変更装置が、前記ブレーキ液圧が、前記作動液の温度に基づいて決まる設定液圧に達した場合に、前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(13)項のいずれか 1 つに記載のブレーキ装置（請求項 8）。

作動液の温度が低い場合は高い場合より作動液が流れ難くなる。したがって、ブレーキシリンダへの供給流量を変更する際の設定液圧を、作動液の温度（作動液の粘性）に基づいて決定することは妥当なことである。

例えば、(12)項に記載のように、ブレーキ液圧が設定液圧に達した場合に、供給流量が大きく上限液圧が小さい第 1 状態から供給流量が小さく上限液圧が大きい第 2 状態に切り換えられる場合において、作動液の温度が高い場合には、設定液圧を小さくすることが望ましい。第 2 状態に切り換えられても、供給流量がそれほど小さくなることはなく、上限液圧を大きくする方が望ましいからである。

なお、(12)項ないし(14)項のいずれかに記載の技術的特徴は、ブレーキ液圧の

増加勾配に基づいて変更する場合に適用することができる。

(15) 前記供給流量変更装置が、ブレーキ操作部材の操作状態量に基づいて前記供給流量を変更する(1) ないし(14)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。

本発明の供給流量変更装置によれば、運転者の制動要求に応じてブレーキ液圧の増加勾配や液圧の大きさを制御することができる。そのため、ブレーキ操作部材の操作状態量に基づいて供給流量を変更することは妥当なことである。ブレーキ操作状態量には、操作力、操作ストローク、これら操作力と操作ストロークとの両方に基づいて決まる量等が該当する。

また、ブレーキ液圧と操作状態量との両方に基づいて供給流量を変更することも可能である。

(16) 前記供給流量変更装置が、前記動力式液圧源から出力される作動液の液圧に基づいて前記供給流量を変更するものである(1) 項ないし(15)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。

(17) 前記供給流量変更装置が、前記液圧シリンダの加圧ピストンの加圧室の液圧に基づいて前記供給流量を変更するものである(2) 項ないし(15)項のいずれか1つに記載のブレーキ装置。

(2) 項の液圧シリンダと動力式液圧源とによって液圧源装置が構成される場合には、加圧室の液圧が液圧源装置の出力液圧に対応する。液圧シリンダの加圧室の液圧はブレーキ液圧と同じになる。

(9) 項に記載のマスタシリンダ、液圧ブースタ、補助シリンダ、動力式液圧源によって液圧源装置が構成される場合には、補助シリンダにおける加圧室の液圧が液圧源装置の出力液圧に対応する。補助シリンダの加圧室の液圧はブレーキ液圧と同じになる。

(18) 動力駆動源の駆動により作動させられ、高圧の液圧を発生させる動力式液圧源と、

その動力式液圧源から出力される作動液がブレーキシリンダに供給されることにより作動させられるブレーキと、

前記動力駆動源の同じ作動量に対して、前記ブレーキシリンダの作動液の供給流量を変更する供給流量変更装置と

を含むことを特徴とするブレーキ装置（請求項 9）。

本項に記載のブレーキ装置においては、動力駆動源の同じ作動量に対するブレーキシリンダへの作動液の供給流量が変更される。

動力駆動源の作動量には、動力駆動源が回転モータである場合には、回転モータの出力軸の回転数が該当し、動力駆動源が出力軸を直線的に移動させるものである場合には、出力軸の移動速度（単位時間当たりの移動量）が該当する。

本項に記載のブレーキ装置には、上記(1) 項ないし(17)項のいずれかに記載の技術的特徴と採用することができる。

(19) 当該ブレーキ装置が、(a) シリンダハウジングと、(b) そのシリンダハウジングに液密かつ摺動可能に嵌合され、前記動力駆動源の作動により前進させられる加圧ピストンとを備え、その加圧ピストンの前進に伴って前方の加圧室の作動液をブレーキシリンダに供給する液圧シリンダを含み、

前記供給流量変更装置が、前記動力駆動源の同じ作動量に対して、前記加圧ピストンの作動量を変更するものである(18)項に記載のブレーキ装置（請求項 10）。

本項に記載のブレーキ装置においては、動力駆動源の同じ作動量に対する加圧ピストンの作動量、すなわち、移動速度が変更されることによって、供給流量が変更される。

加圧ピストンの移動速度は、加圧ピストンの操作ストロークが小さい場合に大きい場合より、大きくなるように変更されることが望ましい。

(20) 当該ブレーキ装置が、前記動力駆動源と、前記液圧シリンダとの間に設けられた駆動伝達装置を含み、

前記供給流量変更装置が、前記駆動伝達装置における伝達状態を変更することによって、前記液圧シリンダの加圧ピストンの作動量を変更して、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を変更する伝達状態変更装置を含む(19)項に記載のブレーキ装置。

駆動伝達装置における伝達状態が変更されれば、動力駆動源の同じ作動量に対する加圧ピストンの作動量が変更され、動力駆動源の同じ作動量に対するブレーキシリンダへの作動液の供給流量が変更される。

また、作動量の変更に伴って作動力も変更されるのが普通である。動力駆動源による仕事と液圧シリンダにおける仕事とが同じ状態で駆動が伝達されるのが普通であり、その場合には、動力駆動源の作動量が同じ場合における加圧ピストンの作動量が多い場合は小さい場合より作動力が小さくなるのである。

(21) 前記動力駆動源が電動モータであり、

前記駆動伝達装置が、

前記電動モータの出力軸の回転数を変更して出力する回転伝達装置と、

その回転伝達装置の出力軸の回転運動を直線運動に変換して前記加圧ピストンに出力する運動変換装置と

を含む(20)項に記載のブレーキ装置。

回転伝達装置は、電動モータの出力軸（回転伝達装置の入力軸）の回転数に対する運動変換装置への入力軸（回転伝達装置の出力軸）の回転数の比率が可変なものである。したがって、この回転数の比率を変更すれば、電動モータの出力軸の同じ回転数に対する運動変換装置への入力軸の回転数を変更することができる。運動変換装置への入力軸の回転数の変更により、加圧ピストンの移動速度を変更することができ、供給流量を変更することができる。回転伝達装置は、回転数比可変型回転伝達装置と称することができる。

回転伝達装置は、電動モータの出力軸に設けられた第1楕円ギヤと、入力軸側に設けられた第2楕円ギヤとによって構成することができる。〔発明の実施の形態〕において説明するように、第1楕円ギヤと第2楕円ギヤとの噛合状態の変化によって回転数比が変更されることになる。

回転伝達装置は、電動モータの出力軸に設けられた第1プーリと、入力軸側に設けられた第2プーリと、これら第1プーリと第2プーリとの間に掛け渡されたベルトと、第1プーリと第2プーリとの溝幅を制御することによって前記ベルトの第1プーリにおける巻き径に対する第2プーリにおける巻き径の比率を変更可能な変速制御装置とを含むものとすることができる。ベルトの第1プーリにおける巻き径に対する第2プーリにおける巻き径の比率が変更されれば、第1プーリの同じ回転数に対する第2プーリの回転数が増える。

(22) 前記駆動伝達装置が、

前記電動モータの出力軸の回転運動を直線運動に変換して出力する運動変換装置と、

その運動変換装置の出力軸の直線移動を、その移動速度を変更して前記加圧ピストンに伝達するリンク機構と
を含む(20)項に記載のブレーキ装置。

出力軸の移動速度に対する入力軸の移動速度の比率が変更されれば、出力軸の同じ移動速度に対する入力軸の移動速度が変更され、加圧ピストンの移動速度が変更される。リンク機構は、加圧ピストンのストロークが小さい場合に大きい場合より移動速度が大きくなるように変更する構造のものとすることが望ましい。

【 0 0 0 4 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の一実施形態であるブレーキ装置について図面に基づいて詳細に説明する。

図 1 において、10 はマスタシリンダであり、12 は動力式液圧源としてのポンプ装置であり、14 は液圧制御装置である。これらマスタシリンダ10、ポンプ装置12、液圧制御装置14等により液圧源装置16が構成される。液圧源装置16から出力される作動液の液圧は、液圧制御装置14によって制御される。

マスタシリンダ10は、互いに直列に配設された加圧ピストン18、19を含む。加圧ピストン18には補助ピストン20が設けられ、補助ピストン20が、シリンダハウジング21に固定の閉塞部材22を液密かつ摺動可能に貫通して、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル24に連携させられている。本実施形態においては、加圧ピストン18と補助ピストン20とが一体的に設けられているのである。2つの加圧ピストン18、19の前方が、それぞれ加圧室26、28とされ、加圧ピストン18の後方の閉塞部材22との間が後方液圧室30とされている。

加圧室26には液通路42を介して前輪側のブレーキシリンダ44が接続され、加圧室28には液通路46を介して後輪側のブレーキシリンダ48が接続されている。

【 0 0 0 5 】

前輪側のブレーキシリンダ 4 4 のそれぞれに対応して、個別液圧制御弁装置 5 0, 5 2 が設けられている。個別液圧制御弁装置 5 0, 5 2 は、ブレーキシリンダ 4 4 と加圧室 2 6 との間に設けられた保持弁 5 4 と、リザーバ 5 6 との間に設けられた減圧弁 5 8 とを含む。リザーバ 5 6 にはポンプ通路 6 0 が接続され、ポンプ通路 6 0 には、ポンプ 6 2, 逆止弁 6 4, 6 6, ダンパ 6 8 等が設けられ、リザーバ 5 6 に蓄えられた作動液が汲み上げられて液通路 4 2 に供給される。ポンプ 6 2 は、ポンプモータ 7 0 によって駆動される。

後輪側のブレーキシリンダ 4 8 にも同様にそれぞれ個別液圧制御弁装置 7 4, 7 6 が設けられている。個別液圧制御弁装置 7 4, 7 6、ポンプ等については前輪側に設けられたものと構造が同じであるため、同じものには同一の符号を付して説明を省略する。

【 0 0 0 6 】

ポンプ装置 1 2 は、リザーバ 8 0 の作動液を汲み上げて加圧するポンプ 8 2 と、ポンプ 8 2 を駆動するモータ 8 4 とを含む。ポンプ装置 1 2 は、ポンプ 8 2 およびポンプモータ 8 4 の能力等によって、それからの作動液の最大吐出圧, 最大吐出流量等が決まっている。ポンプ 8 2 の吐出側に逆止弁 8 5 が設けられ、ポンプ 8 2 への逆流が阻止される。液圧制御装置 1 4 は、前後の差圧を供給電流に応じた大きさに制御可能なリニアバルブ 8 6, 複数の電磁制御弁 8 8 ~ 9 2 等を含む。

ポンプ 8 2 の吐出側には、後方液圧室 3 0 が液通路 9 6 を介して接続されており、液通路 9 6 の途中には 2 つの電磁制御弁 8 8, 9 0 が直列に設けられている。これら 2 つの電磁制御弁 8 8, 9 0 の間の接続部 9 7 には、加圧室 2 6 に接続された液通路 9 8 が接続されており、液通路 9 8 の途中には、電磁制御弁 9 2 と流通制限装置 9 9 とが直列に設けられている。また、電磁制御弁 9 2 と並列に逆止弁 1 0 0 が設けられているが、逆止弁 1 0 0 は、加圧室 2 8 から接続部 9 7 へ向かう作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止すものである。流通制限装置 9 9 は、互いに並列に設けられたリリーフ弁 1 0 1, オリフィス 1 0 2 および逆止弁 1 0 4 を含む。リリーフ弁 1 0 1 は、加圧室 2 6 の液圧が接続部 9 7 の液圧より開弁圧以上大きくなると、加圧室 2 6 から接続部 9 7 へ向かう方向の作動液

の流れを許容するものであり、逆止弁 1 0 4 は、接続部 9 7 から加圧室 2 8 へ向かう作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止するものである。

【 0 0 0 7 】

リニアバルブ 8 6 は、図 2 に示すように、一对の弁子 1 1 0 および弁座 1 1 2 を含むシーティング弁 1 1 4 と、弁子 1 1 0 を弁座 1 1 2 から離間する方向に付勢するスプリング 1 1 6 と、コイル 1 1 8 への供給電流に応じた電磁駆動力 F_1 を発生させるソレノイド 1 2 0 とを含む。

コイル 1 1 8 に電流が供給されない状態においては、スプリング 1 1 6 の付勢力によって弁子 1 1 0 が弁座 1 1 2 から離間させられた開状態にある。

コイル 1 1 8 に電流が供給された状態においては、供給電流量に応じた電磁駆動力 F_1 が、弁子 1 1 0 を弁座 1 1 2 から離間させる方向に作用する。弁子 1 1 0 の弁座 1 1 2 に対する相対位置が、電磁駆動力 F_1 と、後方液圧室 3 0 の液圧とリザーバ 8 0 の液圧との差圧に応じた差圧作用力 F_2 と、スプリング 1 1 6 の付勢力 F_3 との関係で決まる。したがって、コイル 1 1 8 に供給する電流の制御により、後方液圧室 3 0 の液圧を制御することができる。

【 0 0 0 8 】

また、後方液圧室 3 0 には電磁制御弁 8 8, 9 0 をバイパスするバイパス通路 1 3 0 が接続されている。バイパス通路 1 3 0 には、後方液圧室 3 0 から作動液が流出させられる方向の作動液の流れを阻止し、逆向きの流れを許容する逆止弁 1 3 2 が設けられている。さらに、リニアバルブ 8 6 をバイパスするバイパス通路 1 3 4 が設けられ、リザーバ 8 0 から後方液圧室 3 0 への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁 1 3 6 が設けられている。

電磁制御弁 8 8, 9 0, 9 2 は、本実施形態においては、供給電流の ON/OFF により開閉させられる電磁開閉弁である。電磁制御弁 8 8 は OFF 状態で閉状態にある常閉弁であり、電磁制御弁 9 0, 9 2 は OFF 状態で開状態にある常開弁である。

【 0 0 0 9 】

本ブレーキ装置は、図 3 に示すブレーキ ECU 1 5 0 によって制御される。ブレーキ ECU 1 5 0 は、コンピュータを主体とする制御部 1 5 2 と複数の駆動回

路とを含む。制御部 1 5 2 は、CPU 1 5 4、ROM 1 5 6、RAM 1 5 8、入・出力部 1 6 0 等を含む。入・出力部 1 6 0 には、加圧室 2 6 に接続された液通路 4 2 の液圧を検出する液圧センサ 1 6 2、後方液圧室 3 0 の液圧を検出する後方液圧センサ 1 6 4、ブレーキペダル 2 4 に加えられる運転者による操作力を検出する踏力センサ 1 6 6、各車輪の回転速度を検出する車輪速センサ 1 6 8 等が接続されるとともに、ポンプモータ 7 0、8 4 を制御する駆動回路 1 8 0、リニアバルブ 8 6、各電磁開閉弁 8 8 ~ 9 2 のコイル 1 1 8 等への供給電流を制御する駆動回路 1 8 0 等が接続されている。本実施形態においては、踏力センサ 1 6 6 による出力信号に基づいて、ブレーキペダル 2 4 のペダルパッド 1 8 2 に加えられた踏力が検出されるようにされている。また、液圧センサ 1 6 2 によって検出される液圧はマスタシリンダ 1 0 の液圧、すなわち、液圧源装置 1 6 の出力液圧であるが、個別液圧制御弁装置 5 0、5 2、7 4、7 6 が図示する原位置にある場合には、液圧源装置 1 6 から出力された作動液がそのままブレーキシリンダ 4 4、4 8 に供給されるため、出力液圧とブレーキシリンダの液圧（以下、ブレーキ液圧と略称する。）とは同じになり、液圧センサ 1 6 2 によって検出される液圧は、ブレーキ液圧とみなすこともできる。

【 0 0 1 0 】

以上のように構成されたブレーキ装置における作動について説明する。

ブレーキペダル 2 4 が操作されると、電磁開閉弁 8 8、9 0 が開状態にされ、電磁開閉弁 9 2 が閉状態にされる（第 1 状態）。加圧ピストン 1 8 には、後方液圧室 3 0 の液圧に応じた助勢力とブレーキペダル 2 4 の操作力との両方が加えられ、これら合力によって前進させられる。加圧ピストン 1 8、1 9 の前進に伴って、加圧室 2 6、2 8 から作動液が流出させられ、ブレーキシリンダ 4 4、4 8 に供給される。また、加圧室 2 6 には、加圧ピストン 1 8 に加えられる合力に応じた大きさの液圧が発生させられる。2 つの加圧室 2 6、2 8 に発生させられる液圧は同じ大きさである。

【 0 0 1 1 】

後方液圧室 3 0 の液圧 P_3 は、本実施形態においては、図 4 に示すように、加圧ピストン 1 8 に加わる入力に対する出力の比率であるサーボ比 R_s が一定とな

るように制御される。

後方液圧室 3 0 に、ポンプ装置 1 2 から流量 q で作動液が供給される場合に、加圧室 2 6, 2 8 から流出させられ、ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 に供給される作動液の流量 q' は、式

$$q' = q \cdot A_{m1} / A_{m3}$$

で表される大きさとなり、この流量に応じた勾配でブレーキ液圧が増圧される。ここで、 A_{m1} , A_{m3} は、加圧ピストン 1 8 の、加圧室 2 6, 後方液圧室 3 0 にそれぞれ対向する面の受圧面積である。

【 0 0 1 2 】

本実施形態においては、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を、ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 各々への作動液の供給流量の和で表す。個別液圧制御弁装置 5 0, 5 2, 7 4, 7 6 が図示する原位置にある場合には、加圧室 2 6, 2 8 から流出させられる作動液の総量と、前後左右各々のブレーキシリンダ 4 4, 4 8 に流入させられる作動液の総量とは同じになる。そこで、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量を、4 つのブレーキシリンダ各々への作動液の供給流量の和で表し、加圧室から流出させられる作動液の流量を、2 つの加圧室 2 6, 2 8 各々から流出させられる作動液の流量の和で表す。

また、加圧室 2 6, 2 8 の液圧 P_1 は、図 5 の (1) 式で表される大きさとなり、個別液圧制御弁装置 5 0, 5 2, 7 4, 7 6 が図示する原位置にある場合には、各ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 の液圧は加圧室 2 6, 2 8 の液圧と同じ大きさになる。

【 0 0 1 3 】

後方液圧室 3 0 の液圧は、ポンプ装置 1 2 の能力によって決まる最大吐出圧以上に上げることはできない。そのため、後方液圧室 3 0 の液圧が最大吐出圧に達すると、その後は、図 4 の一点鎖線で表されるように、サーボ比 R_s が小さくなる。また、ブレーキペダル 2 4 が非操作状態にある場合には、加圧室 2 6, 2 8 の液圧は、図 7 の一点鎖線で表されるように、一定の値に保たれる。そこで、本実施形態においては、後方液圧室 3 0 の液圧がポンプ装置 1 2 の最大吐出圧に達したことが検出された場合に、後方液圧室 3 0 とポンプ装置 1 2 とが遮断されて

、ポンプ装置 1 2 と加圧室 2 6 とが連通させられる。加圧室 2 6 にポンプ装置 1 2 の作動液が直接供給されることになる。

後方液压室 3 0 の液压が最大吐出圧に達した場合の検出液压 P_1 は、(1) 式の P_3 に最大吐出圧 P_{\max} を代入して得られる大きさ

$$P_1 = P_{\max} \cdot A_{m3} / A_{m1} + F_p \cdot R_p / A_{m1}$$

となる。ここで、 R_p はレバー比である。換言すれば、検出液压 P_1 が上式の液压、すなわち、切換圧 P_{1s} ($= P_{\max} \cdot A_{m3} / A_{m1} + F_p \cdot R_p / A_{m1}$) に達した場合に、後方液压室 3 0 の液压が最大吐出圧 P_{\max} になったとすることができる。また、前述のように、個別液压制御装置 5 0, 5 2, 7 4, 7 6 が図示する原位置にある場合には、液压センサ 1 6 2 によって検出される液压はブレーキ液压 P_{WC} と同じであるため、ブレーキ液压が上述の切換圧 P_{1s} に達した場合に、後方液压室 3 0 の液压が最大吐出圧に達したとすることもできる。

また、後方液压室 3 0 の液压が一定のサーボ比 R_s で制御される場合には、後方液压室 3 0 の液压が最大吐出圧に達した場合の踏力 F_p は、

$$F_p = P_{\max} \times A_{m3} / \{ R_p (R_s - 1) \}$$

となる。上述の場合と同様に、踏力 F_p が、上式の切換力 F_{ps} [$= P_{\max} \times A_{m3} / \{ R_p (R_s - 1) \}$] になった場合に、後方液压室 3 0 の液压が最大吐出圧 P_{\max} になったとすることもできる。

【 0 0 1 4 】

そこで、液压センサ 1 6 2 による検出液压が切換圧 P_{1s} に達した場合、あるいは、踏力が切換力 F_{ps} に達した場合には、電磁開閉弁 9 2 が開状態にされるとともに電磁開閉弁 9 0 が閉状態とされる（第 2 状態）。加圧室 2 6 にはポンプ装置 1 2 の作動液が、電磁開閉弁 8 8, 9 2, 逆止弁 1 0 4 を経て供給される。本実施形態においては、加圧室 2 6 の液压が、図 4 の二点鎖線で表される大きさとなるように、リニアバルブ 8 6 の制御により制御される。

【 0 0 1 5 】

また、電磁開閉弁 9 0 が閉状態にあるため、後方液压室 3 0 からの作動液の流出が阻止され、加圧ピストン 1 8 の後退が阻止される。加圧室 2 6 の液压が増圧させられても、加圧ピストン 1 8 が後退させられることがないため、加圧室 2 6

の液圧を速やかに増圧させることができる。また、加圧ピストン 1 8 の後退が許容される場合には、加圧室 2 6 に作動液が供給されても、加圧ピストン 1 8 が後退端まで後退するまでブレーキシリンダに作動液が供給されなかったり、供給流量が小さくなったりする。それに対して、後退が阻止される場合には、速やかにブレーキシリンダ 4 4 に作動液を供給することができる。

加圧室 2 6 の液圧が P_{\max} まで増圧させられた場合には、後方液圧室 3 0 の液圧は最大吐出圧 P_{\max} より大きい値、すなわち、 $\{P_{\max} \cdot (A_{m1}/A_{m3})\}$ まで増圧させられる。一方、後方液圧室 3 0 には、逆止弁 1 3 2 を介してポンプ装置 1 2 が接続されているため、ブレーキペダル 2 4 の踏み増しが行われた場合に後方液圧室 3 0 に作動液が供給される。

【0016】

第 2 状態においては、加圧室 2 6 の液圧をポンプ装置 1 2 の最大吐出圧まで増加させることができ、ブレーキ液圧を最大液圧 P_{\max} まで増加させることができる。それに対して、ポンプ装置 1 2 から加圧室 2 6 に供給される作動液の流量を q とした場合に、ブレーキシリンダに供給される作動液の流量は q となる。ブレーキ液圧は、流量 q に対応する勾配で増圧されることになる。

【0017】

このように、ポンプ装置 1 2 が、後方液圧室 3 0 に連通させられる場合と加圧室 2 6 に連通させられる場合とでは、ブレーキシリンダ 4 4 への作動液の供給流量は、後方液圧室 3 0 に連通させられる場合の方が大きくなるが、ブレーキ液圧は、加圧室 2 6 に連通させられる場合の方が大きくすることができる。本実施形態においては、ポンプ装置 1 2 の出力液圧が最大液圧に達した場合に、ポンプ装置 1 2 の作動液を後方液圧室 3 0 に供給するより加圧室 2 6 に供給した方が、ブレーキ液圧が大きくなるように設計されている。例えば、式 $\{F_p / P_{\max} > (A_{m1} - A_{m3}) / R_p\}$ が成立するように設計することができる。

本実施形態においては、ブレーキペダル 2 4 に踏力が加えられている場合においても、第 2 状態における方が第 1 状態における場合より、ブレーキシリンダ 4 4 の液圧を大きくすることができるのであるが、以下、これら差を明らかにするために、踏力が 0 の場合について比較した。

そこで、検出液圧が切換圧より小さい間に第 1 状態とし、切換圧以上になった場合に第 2 状態に切り換えられれば、ブレーキ操作初期時においては、ファーストフィルを速やかに終了させることができ、応答性を向上させることができる。また、ブレーキ液圧の増圧速度を大きくすることができ、効き遅れを小さくすることができる。ブレーキ操作後期においては、ブレーキ液圧を大きくすることができる。

【 0 0 1 8 】

本実施形態における液圧制御プログラムを図 9 のフローチャートで表す。また、第 1 状態、第 2 状態の各々における電磁開閉弁 8 8, 9 0, 9 2 の制御状態、ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 への作動液の供給流量、ブレーキ液圧（踏力が 0 の場合）の値を図 1 0 に示す。

図 9 のステップ 1（以下、単に S 1 と略称する。他のステップについても同様とする）において、検出液圧が切換圧 P_{1s} 以上であるか否かが判定される。切換圧 P_{1s} より小さい場合には、S 2 ～ 4 において、電磁開閉弁 8 8, 9 0 が開状態とされ、電磁開閉弁 9 2 が閉状態とされる（第 1 状態）。また、リニアバルブ 8 6 への供給電流が決定される。前述のように、後方液圧室 3 0 の液圧が、加圧ピストン 1 8 に加えられる入力に対する出力の比率であるサーボ比が一定の値 R_s に保たれるようにリニアバルブ 8 6 が制御されるのである。

ポンプ装置 1 2 から後方液圧室 3 0 に流量 q で作動液が供給される場合には、ブレーキシリンダには、供給流量 $q_{WC} \{ = (A_{m1} / A_{m3}) \cdot q \}$ で作動液が供給され、後方液圧室 3 0 の液圧が P である場合のブレーキ液圧 P_{WC} は $\{ P \cdot (A_{m3} / A_{m1}) \}$ となる。

【 0 0 1 9 】

検出液圧が切換圧 P_{1s} 以上になると、S 5 ～ 7 において、電磁開閉弁 9 0 が閉状態とされて電磁開閉弁 9 2 が開状態とされ（第 2 状態）、リニアバルブ 8 6 への供給電流が決定される。ポンプ装置 1 2 から加圧室 2 6 に流量 q で作動液が供給された場合には、ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 には、供給流量 $q_{WC} = q$ で作動液が供給され、加圧室 2 6 の液圧が P である場合のブレーキ液圧 P_{WC} は P となる。

【 0 0 2 0 】

図 6, 8 に示すように、第 1 状態にある場合には、ブレーキ液圧、ブレーキ液圧の増加勾配は、実線で表されるように制御されるが、第 2 状態にある場合には、2 点鎖線で表されるように制御される。図 8 に示すように、ポンプ装置 1 2 が後方液圧室 3 0 に連通させられる場合には、一点鎖線で表されるように制御され、加圧室 2 6 に連通させられる場合には破線で表されるように制御されるが、本実施形態においては、ポンプ装置 1 2 に連通させられる加圧室が後方液圧室 3 0 から加圧室 2 6 に途中で切り換えられるため、実線および二点鎖線で表されるように制御されることになる。ブレーキ操作初期において増圧勾配を従来より大きくし、操作後期において最大ブレーキ液圧を従来より大きくすることができる。このように、運転者が素早い増圧を要求する場合と大きな制動力を要求する場合との両方に、要求に応じることが可能となるのである。

以上のように、本実施形態においては、電磁開閉弁 8 8, 9 0, 9 2、ブレーキ ECU 1 5 0 の液圧制御プログラムの S 2, 5 を記憶する部分、実行する部分等によって供給流量制御装置が構成される。供給流量制御装置は供給先変更装置でもある。

【 0 0 2 1 】

ブレーキペダル 2 4 の操作が解除された場合には、電磁開閉弁 8 8, 9 0, 9 2, リニアバルブ 8 6 への供給電流が 0 にされる。電磁開閉弁 8 8, 9 0, 9 2 は原位置に戻され、リニアバルブ 8 6 は開状態にされる。ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 の作動液は、加圧室 2 6, 2 8 を経てリザーバ 8 0 に戻されるが、後方液圧室 3 0 の作動液は、開状態にある電磁開閉弁 9 0, 9 2, 逆止弁 1 0 4 を経て加圧室 2 6 に供給されて、リザーバ 8 0 に戻される。

電気系統の異常が生じた場合等には、上述の場合と同様に、電磁開閉弁 8 8, 9 0, 9 2 は図示する原位置に戻される。例えば、後方液圧室 3 0 の液圧が、前述のようにサーボ比一定となるように制御されている場合において、 $F_p / P_1 > A_{m1} / (R_p \cdot R_s)$ が成立する場合には制御異常であるとしてすることができる。また、リニアバルブ 8 6 は開状態にされる。この状態で、ブレーキペダル 2 4 が操作された場合には、後方液圧室 3 0 にはリザーバ 8 0 の作動液が逆止弁 1 3

2 を経て供給されるため、液圧が負圧になることが回避される。また、電磁開閉弁 8 8 が閉状態にされるため、加圧室 2 6，後方液圧室 3 0 から作動液がリザーバ 8 0 に流出させられることを回避することができる。さらに、電磁開閉弁 9 2 が開状態にされるため、加圧室 2 6 と後方液圧室 3 0 とを連通させることができる。加圧室 2 6，後方液圧室 3 0 から作動液がリザーバ 8 0 に流出させられることを回避し、かつ、加圧室 2 6 と後方液圧室 3 0 とを連通させることができるのである。加圧ピストン 1 8 の前進に伴って、加圧室 2 6 の液圧が大きくなるが、加圧室 2 6 の液圧が後方液圧室 3 0 の液圧よりリリーフ弁 1 0 1 の開弁圧以上大きくなると、リリーフ弁 1 0 1 を経て作動液が後方液圧室 3 0 に供給される。また、定常状態においては、オリフィス 1 0 2 を経て作動液が供給されるのであり、加圧室 2 6，後方液圧室 3 0 の液圧をほぼ同じ大きさにすることができる。ポンプ装置 1 2 が異常であっても、後方液圧室 3 0 の液圧を大きくして、加圧ピストン 1 8 に助勢力を加えることが可能となり、後方液圧室 3 0 が大気圧に保たれる場合に比較して、加圧室 2 6 の液圧を大きくすることができる。

【 0 0 2 2 】

なお、上記実施形態においては、検出液圧が切換圧以上になった場合に、第 1 状態から第 2 状態に切り換えられるようにされていたが、踏力に基づいて切り換えられるようにすることができる。また、検出液圧（ブレーキ液圧に同じ）の踏力に対する増加比率、すなわち、図 4 のグラフの傾き（サーボ比）に基づいて切り換えられるようにすることもできる。図 4 に示すように、後方液圧室 3 0 の液圧が最大吐出圧に達した後はサーボ比が小さくなるのである。さらに、検出液圧の時間に対する増加量（ dP_{mc}/dt ）に基づいて切り換えられるようにすることもできる。目標液圧に対して検出液圧が低く、目標液圧から検出液圧を引いた液圧偏差が大きい場合、いわゆるフル加圧状態の場合には、踏力の変化状態とは関係なく加圧室 2 6 の液圧が変化させられるため、検出液圧の時間に対する増加量（ dP_{mc}/dt ）に基づいて切り換えられるようにすることができるのである。

また、検出液圧の切換圧，上述の踏力に対する検出液圧の比率の切換比は、常に一定の値ではなく、ポンプ装置 1 2 の状態や作動液の温度等に応じて決まる値

とすることができる。ポンプ装置 1 2 から供給される作動液の最大流量や最大吐出圧は、ポンプ装置 1 2 の能力の範囲内において、ポンプモータ 8 4 に加えられる電圧の低下に伴って低くなる。そのため、図 1 1 に示すように、ポンプモータ 8 4 に加えられる電圧の低下（すなわち、電源電圧の低下）に伴って切換圧や切換比を小さくするのである。この場合には、早めに第 2 状態に切り換えて、ブレーキ液圧の低下を抑制することが望ましい。

【 0 0 2 3 】

さらに、作動液の温度が低い場合は高い場合より粘性が高くなり、流量が小さくなる。そのため、図 1 2 に示すように、作動液の温度が低い場合は切換圧を大きくして、第 2 状態に切り換え難くして、ブレーキ液圧の増加勾配を確保することが望ましい。また、作動液の温度が常温である場合と同様に第 2 状態に切り換える場合には、図 1 3 に示すように、作動液の温度が低い場合には、それに合わせて切換比を小さくする。切換比が同じである場合には、第 2 状態への切り換え時期が遅れるおそれがあるのである。

さらに、切換圧は、後方液圧室 3 0 の液圧が最大吐出圧に達した場合の液圧とすることは不可欠ではなく、最大吐出圧より低めの液圧に達した場合の液圧とすることもできる。切換比についても同様である。また、ポンプ装置 1 2 の状態に基づいて決定することも不可欠ではない。例えば、緊急制動状態にあるか否かに基づいて決定することができる。切換圧を、通常のブレーキ操作状態においてはあり得ない大きさに設定するのである。さらに、本発明は、自動ブレーキ作動時にも適用することができる。踏力 $F_p = 0$ の場合において、後方液圧室 3 0 にポンプ装置 1 2 の作動液が供給される場合には、ブレーキ液圧の増圧勾配を大きくし、加圧室 2 6 に供給される場合には、ブレーキ液圧を大きくすることができる。

【 0 0 2 4 】

また、ブレーキ装置の構造は上記実施形態におけるそれに限らない。例えば、図 1 4 に示す構造のものとすることができる。本実施形態においては、液圧源装置 2 0 0 が、ポンプ装置 1 2，マスタシリンダ 2 0 2，液圧制御装置 2 0 4 等を含む。

マスタシリンダ 2 0 2 は、2 つの加圧ピストン 2 1 0、2 1 2 と補助ピストン 2 1 4 とを含むが、加圧ピストン 2 1 0 と補助ピストン 2 1 4 とは一体的に形成されておらず、別体とされている。

2 つの加圧ピストン 2 1 0、2 1 2 の前方がそれぞれ加圧室 2 2 0、2 2 2 とされ、加圧ピストン 2 1 0 の後方の加圧ピストン 2 1 0 と補助ピストン 2 1 4 との間が中間液圧室 2 2 4 とされ、補助ピストン 2 1 4 の後方が後方液圧室 2 2 6 とされる。また、補助ピストン 2 1 4 には、ブレーキペダル 2 4 が連携させられているが、補助ピストン 2 1 4 とシリンダハウジング 2 2 8 との間にはリターンスプリング 2 3 0 が設けられている。本実施形態においては、補助ピストン 2 1 4 が第 1 加圧ピストンに対応し、加圧ピストン 2 1 0 が第 2 加圧ピストンに対応する。

【 0 0 2 5 】

液圧制御装置 2 0 4 は、上記実施形態における場合と同様のリニアバルブ 8 6、2 つの電磁開閉弁 2 4 0、2 4 2 等を含む。電磁開閉弁 2 4 0 は、ポンプ装置 1 2 と後方液圧室 2 2 6 とを接続する液通路 2 4 6 の途中に設けられ、電磁開閉弁 2 4 2 は、ポンプ装置 1 2 と中間液圧室 2 2 4 とを接続する液通路 2 4 8 の途中に設けられる。後方液圧室 2 2 6 に対応して設けられた電磁開閉弁 2 4 0 と並行に、ポンプ装置 1 2 から後方液圧室 2 2 6 への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁 2 5 0 が設けられるとともに、後方液圧室 2 2 6 とリザーバ 8 0 との間には、リザーバ 8 0 から後方液圧室 2 2 6 への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁 2 5 2 が設けられている。

また、液通路 2 4 8 の電磁開閉弁 2 4 2 より中間液圧室 2 2 4 側の部分には液圧センサ 2 5 4 が設けられ、液通路 2 4 6 の電磁開閉弁 2 4 0 よりポンプ装置側の部分には液圧センサ 2 5 6 が設けられている。中間液圧室 2 2 4 の液圧は液圧センサ 2 5 4 によって検出され、後方液圧室 2 2 6 の液圧は液圧センサ 2 5 6 によって検出される。

【 0 0 2 6 】

ブレーキペダル 2 4 が操作されると、電磁開閉弁 2 4 0 が開状態とされ、電磁開閉弁 2 4 2 が閉状態とされる（第 1 状態）。ポンプ装置 1 2 の作動液は、後方

液圧室 2 2 6 に供給される。補助ピストン 2 1 4 の前進に伴って中間液圧室 2 2 4 の液圧が増圧させられ、それによって加圧ピストン 2 1 0 が前進させられる。この場合には、図 1 5 の (2) 式, (3) 式が成立する。中間液圧室 2 2 4 の液圧は、後方液圧室 2 2 6 の液圧に応じた助勢力と踏力との合力に応じた大きさとなり、加圧室 2 2 0 の液圧は中間液圧室 2 2 4 の液圧に応じた大きさになる。加圧ピストン 2 1 0 においては、中間液圧室 2 2 4 に対向する面の受圧面積 A_2' と加圧室 2 2 0 に対向する面の受圧面積 A_1 とは同じであるため ($A_2' = A_1$)、中間液圧室 2 2 4 の液圧 P_2 と加圧室 2 2 0 の液圧 P_1 とは同じ大きさになる ($P_2 = P_1$)。

このように、中間液圧室 2 2 4 の液圧 P_2 と加圧室 2 2 0 の液圧 P_1 とは同じ大きさになるため、加圧室 2 2 0 の液圧を検出する検出液圧センサを設ける必要はなく、中間液圧センサ 2 5 6 によって検出された中間液圧室 2 2 4 の液圧に基づいて加圧室 2 2 0 の液圧、すなわち、液圧源装置 2 0 0 の出力液圧を取得することができる。

【 0 0 2 7 】

また、後方液圧室 2 2 6 にポンプ装置 1 2 の作動液が供給される場合に、補助ピストン 2 1 4 の前進量は (4) 式で表される大きさとなり、加圧ピストン 2 1 0 の前進量は (5) 式で表される大きさとなる。(4) 式, (5) 式から、中間液圧室 2 2 4 に対向する補助ピストン 2 1 4 の面の受圧面積 A_2 の加圧ピストン 2 1 0 の面の受圧面積 A_2' に対する比率 (A_2 / A_2') が 1 より大きい場合には、加圧ピストン 2 1 0 の前進量が補助ピストン 2 1 4 の前進量より大きくなることがわかる。本実施形態においては、図 1 4 に示すように、上述の比率 (A_2 / A_2') が 1 より大きいため、後方液圧室 2 2 6 に作動液が供給される場合に、補助ピストン 2 1 4 が加圧ピストン 2 1 0 に当接することがない。

この場合に、加圧室 2 2 0, 2 2 2 からブレーキシリンダ 4 4, 4 8 に供給される作動液の流量 q_{WC} は、図 1 6 に示すように、(6) 式の流量 q' となる。また、後方液圧室 2 2 6 の液圧が P である場合のブレーキ液圧 P_{WC} は ($P \cdot (A_{m3} / A_{m2})$) となる。

【 0 0 2 8 】

中間液圧センサ 2 5 4 による検出液圧 P_1 が切換圧以上になると、電磁開閉弁 2 4 0 が閉状態とされ、電磁開閉弁 2 4 2 が開状態とされる（第 2 状態）。ポンプ装置 1 2 の作動液が中間液圧室 2 2 4 に供給される。中間液圧室 2 2 4 の液圧の増加に伴って加圧ピストン 2 1 0 が前進させられる。また、電磁開閉弁 2 4 0 が閉状態にされるため、上記実施形態における場合と同様に、後方液圧室 2 2 6 からの作動液の流出が阻止されて補助ピストン 2 1 4 の後退が阻止される。

この場合には、図 1 6 に示すように、中間液圧室 2 2 4 にポンプ装置 1 2 から液圧 P 、流量 q で作動液が供給される場合には、ブレーキシリンダ 4 4、4 8 への供給流量 q_{WC} は q となり、ブレーキ液圧 P_{WC} は P となる。上述の第 1 状態における場合より、ブレーキシリンダへの供給流量は小さくなる（ $A_{m2}/A_{m3} > 1$ ）が、ブレーキ液圧を大きくすることができる。

【 0 0 2 9 】

ブレーキ操作が解除された場合には、電磁開閉弁 2 4 0、2 4 2 は共に開状態に戻され、リニアバルブ 8 6 が開状態に戻される。後方液圧室 2 2 6 の作動液、中間液圧室 2 2 4 の作動液は、開状態にある電磁開閉弁 2 4 0、2 4 2、リニアバルブ 8 6 を経てリザーバ 8 0 に戻され、ブレーキシリンダ 4 4、4 8 の作動液は、加圧室 2 2 0、2 2 2 を経てリザーバ 8 0 に戻される。

また、電気系統等の異常時には、上述の場合と同様に、電磁開閉弁 2 4 0、2 4 2 は図示する原位置に戻され、リニアバルブ 8 6 は開状態に保たれる。ブレーキペダル 2 4 の操作に伴って補助ピストン 2 1 4、加圧ピストン 2 1 0 が一体的に移動させられ、踏力に応じた液圧が加圧室 2 2 0、2 2 2 に発生させられ、加圧室 2 2 0、2 2 2 の作動液によりブレーキが作動させられる。ブレーキペダル 2 4 の操作に伴って、後方液圧室 2 2 6 には、リザーバ 8 0 の作動液が逆止弁 2 5 2 を経てあるいはリニアバルブ 8 6、電磁開閉弁 2 4 0 を経て供給されるため、後方液圧室 2 2 6 の液圧が負圧になることが回避される。また、中間液圧室 2 2 4 は、リニアバルブ 8 6 を経てリザーバ 8 0 に連通させられるため大気圧に保たれる。中間液圧室 2 2 4 に液圧が発生させられることがないため、その分、加圧室 2 2 0、2 2 2 の液圧を有効に増圧することができる。

さらに、補助シリンダ 2 1 4 とシリンダハウジング 2 2 8 との間のシール不良

が生じた場合には、第 2 状態に切り換える。それによって、ブレーキ液圧をポンプ装置 1 2 の最大吐出圧まで増圧させることが可能となる。異常時にも、ブレーキ液圧を十分に大きくすることができるのである。

【 0 0 3 0 】

ブレーキ装置は、図 1 7 に示す構造のものとすることもできる。このブレーキ装置においては、液圧源装置 2 9 0 が、ポンプ装置 1 2、マスタシリンダ 2 9 2、補助シリンダ 2 9 4 および液圧制御装置 2 9 6 等を含む。

マスタシリンダ 2 9 2 は、加圧ピストン 3 0 0 を 1 つ含むものであり、加圧ピストン 3 0 0 の前方が加圧室 3 0 2、後方が後方液圧室 3 0 4 とされる。また、補助ピストン 3 0 6 が加圧ピストン 3 0 0 と一体的に設けられている。加圧室 3 0 2 には、液圧センサ 3 0 8 が設けられ、加圧室 3 0 2 の液圧が検出される。

【 0 0 3 1 】

補助シリンダ 2 9 4 は、マスタシリンダ 2 9 2 の下流側、すなわち、ブレーキシリンダ側に設けられたものであり、2 つの加圧ピストン 3 1 0、3 1 2 を含む。加圧ピストン 3 1 0、3 1 2 のそれぞれの前方が加圧室 3 1 4、3 1 6 とされ、それぞれ、前輪側のブレーキシリンダ 4 4、後輪側のブレーキシリンダ 4 8 に液通路 4 2、4 6 を介して接続される。加圧ピストン 3 1 0 の後方は液圧制御室 3 1 8 とされ、ポンプ装置 1 2 に液通路 3 2 0 を介して接続される。また、加圧室 3 1 4 にはマスタシリンダ 2 9 2 の加圧室 3 0 2 が液通路 3 2 2 を介して接続され、加圧室 3 1 6 には、液通路 3 2 4 を介してリザーバ 8 0 が接続される。加圧ピストン 3 1 2 の前進に伴って加圧室 3 1 4、3 1 6 がリザーバ 8 0 から遮断され、液圧が発生させられる。本実施形態においては、補助シリンダ 2 9 4 における加圧ピストン 3 1 0 の加圧室 3 1 4、液圧制御室 3 1 8 にそれぞれ対向する面の受圧面積、加圧ピストン 3 1 2 の加圧室 3 1 6 に対向する面の受圧面積は、同じ大きさにされている。

【 0 0 3 2 】

液圧制御装置 2 9 6 は、リニアバルブ 3 3 8、複数の電磁開閉弁 3 4 0、3 4 2、3 4 4 等を含む。電磁開閉弁 3 4 0 は、マスタシリンダ 2 9 2 と補助シリンダ 2 9 4 とを接続する液通路 3 2 2 の途中に設けられ、電磁開閉弁 3 4 2 は、液

圧制御室 3 1 8 とポンプ装置 1 2 とを接続する液通路 3 2 0 の途中に設けられる。これら電磁開閉弁 3 4 0, 3 4 2 と並行にそれぞれ逆止弁 3 4 6, 3 4 8 が設けられる。逆止弁 3 4 6 は、マスタシリンダ 2 9 2 から補助シリンダ 2 9 4 への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止するものであり、逆止弁 3 4 8 は、液圧制御室 3 1 8 からリニアバルブ 3 3 8 への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止するものである。ブレーキ作動解除時等、電磁開閉弁 3 4 2 が閉状態にあり、かつ、リニアバルブ 3 3 8 が開状態にある場合に、液圧制御室 3 1 8 の作動液をリザーバ 8 0 に戻すために設けられたものである。液圧制御室 3 1 8 の液圧は液圧センサ 3 4 9 によって検出される。

また、マスタシリンダ 2 9 2 において、加圧室 3 0 2 と後方液圧室 3 0 4 とが液通路 3 5 0 によって接続されているが、液通路 3 5 0 の途中には、電磁開閉弁 3 4 4 と流通制限装置 3 5 1 とが直列に設けられている。流通制限装置 3 5 1 は、互いに並列に設けられたリリーフ弁 3 5 2 とオリフィス 3 5 4 とを含む。

【 0 0 3 3 】

リニアバルブ 3 3 8 は、図 1 8 に示すように、リニアバルブ 8 6 と同様に、弁子 3 6 0 と弁座 3 6 2 とを含むシーティング弁 3 6 4、コイル 3 6 8 を含むソレノイド 3 7 0 を含むものであるが、スプリング 3 7 2 が、弁子 3 6 0 を弁座 3 6 2 に着座させる方向に付勢する常閉弁である点がリニアバルブ 8 6 と異なる。

コイル 3 6 8 に電流が供給されると、弁子 3 6 0 を弁座 3 6 2 から離間させる方向の電磁駆動力 F_1 が加えられる。また、同様に、前後の差圧に応じた差圧作用力 F_2 と、スプリング 3 7 2 の付勢力 F_3 とが加えられ、これらの力の関係によって、弁子 3 6 0 の弁座 3 6 2 に対する相対位置が決まる。差圧作用力 F_2 は、後方液圧室 3 0 4, 液圧制御室 3 1 8 の液圧とリザーバ 8 0 の液圧との差圧に応じた大きさであり、コイル 3 6 8 への供給電流の制御により、後方液圧室 3 0 4, 液圧制御室 3 1 8 の液圧が制御される。

【 0 0 3 4 】

ブレーキペダル 2 4 が操作されると、電磁開閉弁 3 4 0 が開状態、電磁開閉弁 3 4 2, 3 4 4 が閉状態にされる（第 1 状態）。ポンプ装置 1 2 の作動液はマスタシリンダ 2 9 2 の後方液圧室 3 0 4 に供給される。加圧ピストン 3 0 0 は、ブ

レーキ踏力と後方液压室 3 0 4 の液压に応じた助勢力とによって前進させられ、それに応じた液压が加圧室 3 0 2 に発生させられる。加圧室 3 0 2 の作動液は、電磁開閉弁 3 4 0, 逆止弁 3 4 6, 補助シリンダ 2 9 4 の加圧室 3 1 4 を経てブレーキシリンダ 4 4 に供給される。補助シリンダ 2 9 4 においては、加圧室 3 1 4 の液压の増圧により、加圧ピストン 3 1 2 が前進させられ、2 つの加圧室 3 1 4, 3 1 6 の液压は同じ大きさになる。ブレーキシリンダ 4 8 とブレーキシリンダ 4 4 とで同じ大きさの液压に制御される。

図 1 9 に示すように、第 1 状態においては、ブレーキシリンダ 4 4, 4 8 への作動液の供給流量 q_{WC} は $\{q \cdot (A_{m1}/A_{m3})\}$ となり、ブレーキ液压 P_{WC} は $\{P \cdot (A_{m3}/A_{m1})\}$ となる。この場合には、ブレーキ液压は加圧室 3 0 2 の液压と同じであるため、ブレーキ液压は液压センサ 3 0 8 によって検出することができる。また、液压センサ 3 0 8 による検出液压が液压源装置 2 9 0 の出力液压に対応する。

【 0 0 3 5 】

液压センサ 3 0 8 による検出液压 P_1 が切換圧に達すると第 2 状態に切り換えられる。電磁開閉弁 3 4 0 が閉状態とされて電磁開閉弁 3 4 2 が開状態とされる。ポンプ装置 1 2 の作動液は後方液压室 3 0 4 と補助シリンダ 2 9 4 の液压制御室 3 1 8 とに供給される。液压制御室 3 1 8 に高压の作動液が供給されることにより、加圧ピストン 3 1 0, 3 1 2 が前進させられ、加圧室 3 1 4, 3 1 6 の液压が増圧させられるが、加圧室 3 1 4, 3 1 6 の液压が、マスタシリンダ 2 9 2 の加圧室 3 0 2 の液压より小さい間は、マスタシリンダ 2 9 2 から作動液が補助シリンダ 2 9 4 へ供給されるが、補助シリンダ 2 9 4 の液压の方が大きくなれば、補助シリンダ 2 9 4 とマスタシリンダ 2 9 2 とが遮断される。逆止弁 3 4 6 により、補助シリンダ 2 9 4 の液压の方が大きくなっても、マスタシリンダ 2 9 2 に作動液が供給されることが阻止されるのである。

第 2 状態においては、補助シリンダ 2 9 4 がマスタシリンダ 2 9 2 から遮断された状態で、液压制御室 3 1 8 の液压が制御される。また、液压制御室 3 1 8 の液压と加圧室 3 1 4, 3 1 6 の液压は同じ大きさになる。図 1 9 に示すように、ブレーキシリンダ 4 4, 4 6 への作動液の供給流量 q_{WC} は q となり、ブレーキ液

圧 P_{WC} は P となる。第 2 状態においては、液圧センサ 3 4 9 によって検出される液圧制御室 3 1 8 の液圧がブレーキ液圧と同じになり、液圧センサ 3 4 9 による検出液圧が液圧源装置 2 9 0 の出力液圧に対応する。

【 0 0 3 6 】

ブレーキペダル 2 4 の操作が解除された場合には、各電磁開閉弁 3 4 0, 3 4 2, 3 4 4 は図示する原位置に戻され、常閉弁であるリニアバルブ 3 3 8 が予め定められた設定時間の間開状態に保たれる。液圧制御室 3 1 8 の作動液、後方液圧室 3 0 4 の作動液は、開状態にされるリニアバルブ 3 3 8 を経てリザーバ 8 0 に戻る。

【 0 0 3 7 】

さらに、ブレーキ装置は、図 2 0 に示すブレーキ装置とすることもできる。

図 2 0 において、液圧源装置 3 9 0 は、マスタシリンダ 3 9 2、上記実施形態における場合と同様のポンプ装置 1 2 および補助シリンダ 2 9 4、液圧制御装置 3 9 6 等を含む。

マスタシリンダ 3 9 2 は、シリンダハウジング 4 0 0 と加圧ピストン 4 0 2 とを含む。加圧ピストン 4 0 2 は、大径部 4 0 3 a と小径部 4 0 3 b とを含み、大径部 4 0 3 a がシリンダハウジング 4 0 0 の内周面に、小径部 4 0 3 b がシリンダハウジング 4 0 0 に設けられたスリーブ 4 0 4 の内周面にそれぞれ液密かつ摺動可能な状態で嵌合されている。加圧ピストン 4 0 2 の小径部 4 0 3 b の前方が加圧室 4 1 0 とされ、加圧ピストン 4 0 2 の大径部側には補助ピストン 4 1 2 が設けられ、補助シリンダ 4 1 2 の後方側が後方液圧室 4 1 4 とされている。また、スリーブ 4 0 4 と加圧ピストン 4 0 2 の大径部 4 0 3 a との間が環状室 4 1 6 とされている。本実施形態においても、加圧ピストン 4 0 2 と補助ピストン 4 1 2 とは一体的に設けられている。

【 0 0 3 8 】

加圧室 4 1 0 と環状室 4 1 6 とには、それぞれ個別通路 4 3 0, 4 3 2 が接続され、これらが合流して合流通路 4 3 4 とされて、補助シリンダ 2 9 4 の加圧室 3 1 4 に接続されている。加圧室 3 1 4 には、マスタシリンダ 3 9 2 の加圧室 4 1 0、環状室 3 1 6 の両方から作動液が供給可能とされている。

液圧制御装置 3 9 6 は、リニアバルブ 8 6、電磁開閉弁 4 3 6、4 3 8、4 4 0、3 4 2 等を含む。電磁開閉弁 4 3 6 は、加圧室 4 1 0 の個別通路 4 3 0 に設けられ、電磁開閉弁 4 3 8 は、環状室 4 1 6 の個別通路 4 3 2 に設けられている。これら電磁開閉弁 4 3 6、4 3 8 と並列に、逆止弁 4 4 6、4 4 8 がそれぞれ設けられている。逆止弁 4 4 6、4 4 8 は、それぞれ、マスタシリンダ 3 9 2 から補助シリンダ 2 9 4 への作動液の流れは許容するが、逆向きの流れは阻止するものである。また、電磁開閉弁 4 4 0 は、環状室 4 1 6 とリザーバ 8 0 とを接続する液通路 4 5 2 に設けられたものである。液通路 4 5 2 には、電磁開閉弁 4 4 0 と直列に流通制限装置 4 5 3 が設けられている。流通制限装置 4 5 3 は、互いに並列に設けられたリリーフ弁 4 5 4 とオリフィス 4 5 6 とを含む。環状室 4 1 6 には、また、逆止弁 4 6 0 を介してリザーバ 8 0 に接続されている。

【 0 0 3 9 】

ブレーキペダル 2 4 が操作されると、第 1 状態（電磁開閉弁 4 4 0、3 4 2 が閉状態とされ、電磁開閉弁 4 3 6、4 3 8 が開状態）とされる。ポンプ装置 1 2 の作動液は後方液圧室 4 1 4 に供給される。加圧ピストン 4 0 2 は踏力と後方液圧室 4 1 6 の液圧に応じた助勢力とによって前進させられ、環状室 4 1 6、加圧室 4 1 0 の液圧が増圧させられる。環状室 4 1 6 の作動液、加圧室 4 1 0 の作動液は、それぞれ、開状態にある電磁開閉弁 4 3 8、4 3 6 を経て補助シリンダ 2 9 4 に供給され、ブレーキシリンダ 4 4、4 8 に供給される。この場合には、補助シリンダ 2 9 4 には、環状室 4 1 6 と加圧室 4 1 0 との両方から作動液が供給されるため、ブレーキシリンダ 4 4、4 8 への作動液の供給流量は大きくなる。ファーストフィルを早急に終了させることができ、ブレーキ液圧の効き遅れを小さくすることができる。

【 0 0 4 0 】

加圧室 4 1 0、後方液圧室 4 1 4、環状室 4 1 6 の液圧の間には、図 2 1 の式 (7) に示すような関係があり、この式において、環状室 4 1 6 の液圧 P_2 と加圧室 4 1 0 の液圧 P_1 とは同じ大きさである。式 (7) において、 $P_2 = P_1$ を代入すれば、加圧室 4 1 0 の液圧 P_1 は、式

$$P_1 = (F_p \cdot R_p + A_{m3} \cdot P_3) / (A_{m1} + A_{m2})$$

で表される大きさになる。加圧ピストン 4 0 2 の大径部 4 0 3 a で加圧した場合と同じになる。また、補助シリンダ 2 9 4 の加圧室 3 1 4 には、環状室 4 1 6 と加圧室 4 1 0 との両方から作動液が供給される。そのため、ブレーキ液压への作動液の供給流量 q_{wc} は、図 2 2 に示すように $\{q \cdot (A_{m1} + A_{m2}) / A_{m3}\}$ となり、踏力 F_p が 0 の場合のブレーキ液压 P_{wc} は $\{P \cdot A_{m3} / (A_{m1} + A_{m2})\}$ となる。ここで、 A_{m1} 、 A_{m2} 、 A_{m3} は、それぞれ、加圧ピストン 4 0 2 の加圧室 4 1 0、環状室 4 1 6、後方液压室 4 1 4 にそれぞれ対向する面の受圧面積を表す。

【 0 0 4 1 】

液压センサ 3 0 8 による検出液压が第 1 切換圧以上になると、第 2 状態に切り換えられる。電磁開閉弁 4 3 6、4 3 8 が閉状態にされ、電磁開閉弁 3 4 2 が開状態にされる。電磁開閉弁 4 4 0 は閉状態のままである。ポンプ装置 1 2 の作動液は液压制御室 3 1 8 にも供給される。図 1 7 に示すブレーキ装置における場合と同様に、マスタシリンダ 3 9 2 の加圧室 4 1 0 の液压が、補助シリンダ 2 9 4 の加圧室 3 1 4 の液压より大きい間は、マスタシリンダ 3 9 2 から補助シリンダ 2 9 4 に逆止弁 4 4 6、4 4 8 を経て作動液が流出させられるが、補助シリンダ 2 9 4 の液压がマスタシリンダ 3 9 2 の液压より大きくなれば、マスタシリンダ 3 9 2 から補助シリンダ 2 9 4 への作動液の流れが阻止される。補助シリンダ 2 9 4 がマスタシリンダ 3 9 2 から遮断された状態で、液压制御室 3 1 8 の液压が制御される。

この場合には、図 2 2 に示すように、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量 q_{wc} は q となり、ブレーキ液压 P_{wc} は P となる。

【 0 0 4 2 】

液压センサ 3 4 9 による検出液压が第 2 切換圧以上になると、第 3 状態に切り換えられる。電磁開閉弁 4 3 6、4 4 0 が開状態とされ、電磁開閉弁 4 3 8、3 4 2 が閉状態とされる。この場合には、電磁開閉弁 4 4 0 が開状態にされるため、環状室 4 1 6 に液压が発生させられることはない。環状室 4 1 6 の液压はリザーバ 8 0 よりリリーフ弁 4 5 4 の開弁圧以上大きいため、作動液はリリーフ弁 4 5 4 を経てリザーバ 8 0 に戻される。また、加圧ピストン 4 0 2 の定常状態にお

いては、オリフィス 4 5 6 を経てリザーバ 8 0 に連通させられる。その結果、環状室 4 1 6 の液圧が大気圧に保たれるのである。

後方液圧室 4 1 4，加圧室 4 1 0 の液圧の間には、図 2 1 の (8) 式に示す関係が成立する。この場合には、ブレーキシリンダへの作動液の供給流量 q_{WC} は、図 2 2 に示すように $\{q \cdot (A_{m1}/A_{m3})\}$ となり、ブレーキ液圧 P_{WC} は $\{P \cdot (A_{m3}/A_{m1})\}$ となる。加圧ピストン 4 0 2 の小径部 4 0 3 b の面積 A_{m1} は、後方液圧室 4 1 4 に対向する面の受圧面積 A_{m3} より小さいため、ブレーキ液圧は、ポンプ装置 1 2 の最大吐出圧より大きくすることができる。

本実施形態における第 1 切換圧を、上記各実施形態における切換圧 P_{1s} に対応した大きさとし、第 2 切換圧を、切換圧 P_{1s} より大きくすることができるが、第 1 切換圧、第 2 切換圧を、それぞれ、切換圧 P_{1s} の前後の値とすることもできる。ブレーキペダル 2 4 が通常の操作状態以上の状態で操作された場合に、第 2 状態、第 3 状態に切り換えられるようにすることが望ましい。

【0043】

ブレーキ操作が解除された場合には、各電磁開閉弁 4 3 6，4 3 8，4 4 0，3 4 2 は図示する原位置に戻される。液圧制御室 3 1 8 の作動液は逆止弁 3 4 8，リニアバルブ 8 6 を経てリザーバ 8 0 に戻され、後方液圧室 4 1 4 の作動液は、リニアバルブ 8 6 を経てリザーバ 8 0 に戻される。ブレーキシリンダ 4 4 の作動液は、補助シリンダ 2 9 4，マスタシリンダ 3 9 2 を経てリザーバ 8 0 に戻され、ブレーキシリンダ 4 8 の作動液は、補助シリンダ 2 9 4 を経てリザーバ 8 0 に戻される。環状室 4 1 6 には、加圧ピストン 4 0 2 の後退に伴って逆止弁 4 6 0 を経て作動液が供給される。

電気系統の異常時には、上述の場合と同様に、電磁開閉弁は図示する原位置に戻される。ブレーキペダル 2 4 の前進に伴って加圧室 4 1 0 に液圧が発生させられ、ブレーキシリンダ 4 4 に供給される。補助シリンダ 2 9 4 により、ブレーキシリンダ 4 8 の液圧もブレーキシリンダ 4 4 の液圧と同じ大きさになる。この場合には、環状室 4 1 6 はリサーバ 8 0 に連通させられるため、加圧室 4 1 0 の液圧をその分大きくすることができる。

【0044】

ブレーキ装置は、図 2 3 に示すブレーキ装置とすることもできる。ブレーキ装置においては、液圧源装置 4 9 0 が、ポンプ装置 1 2、マスタシリンダ 3 9 2、補助シリンダ 2 9 4、液圧制御装置 4 9 6 等を含む。マスタシリンダ 3 9 2 は、上記実施形態におけるそれと同様のものであるが、加圧室 4 1 0 には、電磁開閉弁 5 0 0 を介してストロークシミュレータ 5 0 2 が接続されている。また、液圧制御装置 4 9 6 が、電磁開閉弁 4 3 6、4 3 8、4 4 0 に加えて、2 つのリニアバルブ装置 5 1 0、5 1 2 を含む。リニアバルブ装置 5 1 0 によって後方液圧室 4 1 4 の液圧が制御され、リニアバルブ装置 5 1 2 によって補助シリンダ 2 9 4 の液圧制御室 3 1 8 の液圧が制御される。

【 0 0 4 5 】

リニアバルブ装置 5 1 0 は、2 つの常開のリニアバルブ 5 1 6、5 1 8 を含み、リニアバルブ装置 5 1 2 は、常開のリニアバルブ 5 2 0、常閉のリニアバルブ 5 2 2 を含む。

リニアバルブ装置 5 1 0 において、リニアバルブ 5 1 6 は、ポンプ装置 1 2 と後方液圧室 4 1 4 との間に設けられ、リニアバルブ 5 1 8 は、後方液圧室 4 1 4 とリザーバ 8 0 との間に設けられる。リニアバルブ装置 5 1 2 において、リニアバルブ 5 2 0 は、ポンプ装置 1 2 と液圧制御室 3 1 8 との間に設けられ、リニアバルブ 5 2 2 は、液圧制御室 3 1 8 とリザーバ 8 0 との間に設けられる。

【 0 0 4 6 】

本実施形態における電磁開閉弁の制御は、上述の図 2 0 に示すブレーキ装置における制御と同様に行われるが、ストロークシミュレータ用の電磁開閉弁 5 0 0 は、電磁開閉弁 4 3 6 が開状態から閉状態に切り換えられる場合に閉状態から開状態に切り換える。それによって、電磁開閉弁 4 3 6 が開状態にある場合に、作動液がストロークシミュレータ 5 0 2 に供給されることが回避され、電磁開閉弁 5 3 6 が閉状態にある場合に、運転者による操作ストロークが殆ど 0 になることを回避することができる。また、本実施形態においては、図 2 0 に示すブレーキ装置に設けられていた電磁開閉弁 3 4 2 が設けられていないが、リニアバルブ装置 5 1 2 によって、その機能が果たされる。リニアバルブ装置 5 1 2 が、リニアバルブ 8 6 と電磁開閉弁 3 4 2 との両方の機能を備えているのである。

【 0 0 4 7 】

さらに、本実施形態においては、後方液压室 4 1 4、液压制御室 3 1 6 の各々に対応して、リニアバルブ装置 5 1 0、5 1 2 が設けられているため、リニアバルブ装置 5 1 0、5 1 2 の制御により、後方液压室 4 1 4、液压制御室 3 1 6 を別個にポンプ装置 1 2 に連通させたり、リザーバ 8 0 に連通させたりすることができるのであり、後方液压室 4 1 4、液压制御室 3 1 6 の液压のみならず作動液の流出入を制御することもできる。ブレーキペダル 2 4 に加えられる踏力とブレーキ液压との関係のみならず、ストロークとブレーキ液压との関係を制御することも可能なのである。ブレーキペダル 2 4 の操作ストロークはストロークセンサ 5 2 6 によって検出される。

また、リニアバルブ装置 5 1 2 のリニアバルブ 5 2 2 は、常閉弁であるため、第 2 状態に切り換えられる場合に、液压制御室 3 1 8 の液压を速やかに増圧させることができる。ブレーキ操作解除後には、リニアバルブ 5 1 6、5 1 8、5 2 0、5 2 2 には電流が供給されなくなることにより、リニアバルブ 5 1 6、5 1 8、5 2 0 は開状態にされ、リニアバルブ 5 2 2 が閉状態にされる。後方液压室 4 1 4 の作動液は、リニアバルブ 5 1 8 を経てリザーバ 8 0 に戻され、液压制御室 3 1 8 の作動液はリニアバルブ 5 2 0、5 1 6、5 1 8 を経てリザーバ 8 0 に戻される。

【 0 0 4 8 】

ブレーキ装置は、図 2 4 に示すブレーキ装置とすることもできる。本ブレーキ装置においては、液压源装置 5 9 0 が、前述のマスタシリンダ 3 9 2 および補助シリンダ 2 9 4 と、液压制御装置 5 9 6 と、動力駆動源装置 5 9 8 とを含む。

液压制御装置 5 9 6 は、電磁開閉弁 4 3 6、複数の逆止弁 4 4 6、6 0 0、6 0 2 等を含む。ポンプ装置、リニアバルブを含まないのであり、後方液压室 4 1 4 の液压が制御されることがない。後方液压室 4 1 4 はリザーバ 8 0 に連通させられる。また、逆止弁 6 0 0、6 0 2 は、環状室 4 1 6 に対応して設けられた個別通路 4 3 2 に設けられている。逆止弁 6 0 0、6 0 2 は、環状室 4 1 6 から補助シリンダ 2 9 4 への作動液の流れを許容するが、逆向きの流れを阻止するものである。また、環状室 4 1 6 は、液通路 6 0 4 を介してリザーバ 8 0 に接続され

る。液通路 6 0 4 の途中には、互いに並列に設けられたリリーフ弁 6 0 6 およびオリフィス 6 0 8 を含む流通制限装置 6 1 0 が設けられる。加圧室 4 1 0 の液圧は、液圧センサ 6 1 2 によって検出される。液圧センサ 6 1 2 を設ければ踏力センサ 1 6 6 は不可欠ではない。液圧センサ 6 1 2 による検出液圧に基づいてブレーキ操作力を検出することができるのである。

【 0 0 4 9 】

加圧ピストン 4 0 2 の作動時において、環状室 4 1 6 の液圧がリリーフ弁 6 0 6 の開弁圧に達する以前には、環状室 4 1 6 の作動液は逆止弁 6 0 0, 6 0 2 を経て補助シリンダ 2 9 4 に供給されるが、開弁圧に達するとリリーフ弁 6 0 6 を経てリザーバ 8 0 に戻される。加圧ピストン 4 0 2 が定常状態にある場合には、オリフィス 6 0 8 を介してリザーバ 8 0 に連通させられる。

このように、ブレーキ操作開始初期の加圧ピストン 4 0 2 が作動状態にあり、かつ、環状室 4 1 6 の液圧がリリーフ弁 6 0 6 の開弁圧より小さい間は、加圧室 4 1 0 のみならず環状室 4 1 6 から補助シリンダ 2 9 4 に作動液が供給されるため、補助シリンダ 2 9 4 への作動液の供給流量が大きくなる。ファーストフィルを速やかに終了させることができるのであり、ブレーキの効き遅れを小さくすることができる。

また、環状室 4 1 6 の液圧が大気圧にされた場合には、加圧室 4 1 0 の液圧が加圧ピストン 4 0 2 の小径で加圧されることになるのであり、加圧室 4 1 0 の液圧を、環状室 4 1 6 の液圧がリザーバ 8 0 に連通させられない場合より、大きくすることができる。

【 0 0 5 0 】

動力式液圧源装置 5 9 8 は、動力式駆動源 6 2 0 と、動力式駆動源 6 2 0 の駆動を補助シリンダ 2 9 4 の加圧ピストン 3 1 0 に伝達する駆動伝達装置 6 2 2 とを含む。動力駆動源装置 5 9 8 の制御により補助シリンダ 2 9 4 の加圧室 3 1 4 の液圧が制御され、ブレーキ液圧が制御される。

本実施形態においては、液通路 4 6 に液圧センサ 6 2 4 が設けられ、液圧源装置 5 9 0 の出力液圧が検出される。液圧センサ 6 2 4 による検出液圧は後輪のブレーキ液圧でもある。検出液圧が、ファーストフィルが終了したと推定される液

圧に達すると、電磁開閉弁 4 3 6 が閉状態に切り換えられる。補助シリンダ 2 9 4 がマスタシリンダ 3 9 2 から実質的に遮断された状態で、動力駆動源装置 5 9 8 の制御により、ブレーキ液圧が制御される。駆動伝達装置 6 2 2 により動力式駆動源 6 2 0 の作動量が同じであっても、加圧ピストン 3 1 0 の移動速度を異ならせることができるのであり、本実施形態においては、加圧ピストン 3 1 0 のストロークが小さい場合に移動速度が大きくなり、ストロークが大きい場合に移動速度が小さくなるようにされている。本実施形態においては、動力式駆動源 6 2 0 としては電動モータが使用されており、電動モータへの供給電流を制御することによって、加圧室 3 1 4 の液圧が制御され、ブレーキ液圧が制御される。

【 0 0 5 1 】

駆動伝達装置 6 2 2 は、図 2 5 に示すように、レバー比可変装置 6 5 0 とすることができる。

レバー比可変装置 6 5 0 は、電動モータ 6 2 0 の出力軸 6 5 2 の回転運動を直線運動に変換する運動変換装置 6 5 4 と、リンク機構 6 5 6 とを含み、運動変換装置 6 5 4 の出力軸 6 5 8 の作動量（本実施形態においては移動量） $\Delta L1$ に対する加圧ピストン 3 1 0 への入力軸 6 6 0 の移動量 $\Delta L2$ の比率がリンク機構 6 5 6 において変更される。リンク機構 6 5 6 は、運動変換装置 6 5 4 の出力軸 6 5 8 に連結された第 1 レバー 6 7 0 と、入力軸 6 6 0 に連結された第 2 レバー 6 7 2 と、これら第 1 レバー 6 7 0 と第 2 レバー 6 7 2 とを連結する第 3 レバー 6 7 4 とを含む。第 1 レバー 6 7 0、第 2 レバー 6 7 2 は、それぞれ、図示しないレバ比可変装置 6 5 0 の本体に、回動軸 6 7 6、6 7 8 周りに相対回動可能に支持されており、第 3 レバー 6 7 4 は、それぞれ、連結ピン 6 8 0、6 8 2 によって第 1 レバー 6 7 0、第 2 レバー 6 7 2 に相対回動可能に連結される。

【 0 0 5 2 】

図 2 6 に示すように、第 1 レバー 6 7 0 が実線の位置にある状態において、電動モータ 6 2 0 が駆動され、出力軸 6 5 8 が所定量移動させられると、第 1 レバー 6 7 0 は破線の位置に回動させられ、それに伴って、リンク機構 6 5 6 により、入力軸 6 6 0 が移動させられる。図 2 6 から明らかなように、第 1 レバー 6 7 0 が実線で表される位置にある状態と二点鎖線で表される位置にある状態とでは

、実線で表される位置にある状態における方が、第2レバー672の回動量が大きくなる。その結果、図27に示すように、第1レバー670の回動量（出力軸658の移動速度、すなわち、電動モータ620の回転数）が同じである場合における入力軸660の移動速度が、入力軸660のストロークが小さい場合に大きい場合より、大きくなることがわかる。

ブレーキ操作開始時に、入力軸660の移動速度を大きくすれば、加圧室314、316から流出させられる作動液の流量を大きくすることができ、ブレーキの効き遅れを小さくすることができる。

また、リンク機構656においては、出力軸658の作動力に対する入力軸660の作動力の比率が、図27の破線で表されるように変化させられて伝達される。加圧ピストン310のストロークが大きく、ブレーキ液圧が大きくなると、作動力比が大きくなるのであり、ブレーキ液圧を大きくすることが可能なのである。

【0053】

また、駆動伝達装置622は、図28に示すように、楕円歯車機構700とすることができる。楕円歯車機構700は、一对の楕円歯車702、704を含む。これら楕円歯車702、704の回転軸706、708は、それぞれの楕円の焦点の一方であるが、回転軸706、708が長軸だけ隔たった状態で噛合される。本実施形態においては、回転軸708には、動力式駆動源としての電動モータ620の出力軸710が減速機712を介して連結され、回転軸706には、補助シリンダ294の加圧ピストン310への入力軸714が運動変換装置716を介して連結される。

図29(a)、(b)に示すように、回転軸708の回転速度が同じである場合に、加圧ピストン310のストロークが小さい状態(a)における回転軸706の回転速度は、加圧ピストン310のストロークが大きい状態(b)における回転軸706の回転速度より大きくなる。加圧ピストン310の移動速度に応じてブレーキシリンダ44、48に作動液が供給されるのであるが、加圧ピストン310のストロークが小さい、すなわち、ブレーキ操作初期における加圧ピストン310の移動速度を大きくすることができる。

【 0 0 5 4 】

さらに、駆動伝達装置は、図示を省略するが、C V T（無段変速機）とすることもできる。C V Tは、一对のプーリと、一对のプーリの間に巻き掛けられたVベルトとを含む。一方のプーリは、動力式駆動源としての電動モータの出力軸と一体的に回転可能に取り付けられ、他方のプーリが取り付けられたC V Tの出力軸は、運動変換装置を介して加圧ピストン310への入力軸に連結される。C V Tにおいて、プーリの溝幅を変更することによって、一方のプーリの巻き径R1に対する他方のプーリの巻き径R2の比率（ $R1 / R2$ ）が変更される。それによって、電動モータの出力軸（C V Tへの入力軸）の回転数に対するC V Tの出力軸の回転数の比率（変速比）を変更することができる。

その他、液圧制御装置に含まれるリニアバルブの代わりに電磁開閉弁とすることができる等、本発明は、〔発明が解決しようとする課題，課題解決手段および効果〕の欄に記載の態様の他、当業者による種々の変更，改良を施した態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図2】

上記ブレーキ装置に含まれるリニアバルブの概念図である。

【図3】

上記ブレーキ装置に含まれるブレーキ液圧制御装置の回路図である。

【図4】

上記ブレーキ液圧制御装置によって制御される場合の踏力と液圧源装置の出力液圧との関係を示す図である。

【図5】

上記動力源装置のマスタシリンダを示す概念図である。

【図6】

上記ブレーキ液圧制御装置によって制御される場合のマスタシリンダの後方液圧室の液圧と加圧室の液圧との関係を示す図である。

【図 7】

上記ブレーキ液圧制御装置によって制御される場合の加圧室の液圧の変化状態を示す図である。

【図 8】

上記ブレーキ液圧制御装置によって制御される場合のブレーキシリンダへの作動液の供給流量の変化状態を示す図である。

【図 9】

上記ブレーキ液圧制御装置の ROM に格納された液圧制御プログラムを表すフローチャートである。

【図 1 0】

上記液圧制御プログラムを実行を表す図である。

【図 1 1】

本発明の別の一実施形態であるブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置の ROM に格納された切換圧決定テーブルを表す図である。

【図 1 2】

本発明のさらに別の一実施形態であるブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置の ROM に格納された切換圧決定テーブルを表す図である。

【図 1 3】

本発明の別の一実施形態であるブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置の ROM に格納された切換圧決定テーブルを表す図である。

【図 1 4】

本発明のさらに別の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図 1 5】

上記ブレーキ装置のマスタシリンダを示す概念図である。

【図 1 6】

上記ブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置による制御を表す図である。

【図 1 7】

本発明のさらに別の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図 1 8】

上記ブレーキ装置に含まれるリニアバルブの概念図である。

【図 1 9】

上記ブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置による制御を表す図である。

【図 2 0】

本発明のさらに別の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図 2 1】

上記ブレーキ装置のマスタシリンダを示す概念図である。

【図 2 2】

上記ブレーキ装置のブレーキ液圧制御装置による制御を表す図である。

【図 2 3】

本発明の別の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図 2 4】

本発明の別の一実施形態であるブレーキ装置の回路図である。

【図 2 5】

上記ブレーキ装置の駆動伝達装置を表す概念図である。

【図 2 6】

上記駆動伝達装置のリンク機構の作動状態を示す図である。

【図 2 7】

上記駆動伝達装置の移動速度比を示す図である。

【図 2 8】

上記ブレーキ装置の別の駆動伝達装置を表す概念図である。

【図 2 9】

上記駆動伝達装置の作動状態を示す図である。

【符号の説明】

1 0, 2 0 2, 2 9 2, 3 9 2 マスタシリンダ

1 2 ポンプ装置

1 6, 2 0 0, 2 9 0, 3 9 0, 4 9 0 液圧源装置

2 6, 3 0 2, 4 1 0 加圧室

3 0, 2 2 6, 3 0 4, 4 1 4 後方液圧室

8 6 リニアバルブ

8 8, 9 0, 9 2, 2 4 0, 2 4 2, 3 4 0, 3 4 2, 3 4 4, 4 3 6, 4 3 8

, 4 4 0 電磁開閉弁

1 5 0 ブレーキ液圧制御装置

2 2 4 中間液圧室

2 9 4 補助シリンダ

3 1 0, 3 1 2 加圧ピストン

3 1 8 液圧制御室

4 1 6 環状室

5 1 0, 5 1 2 リニアバルブ装置

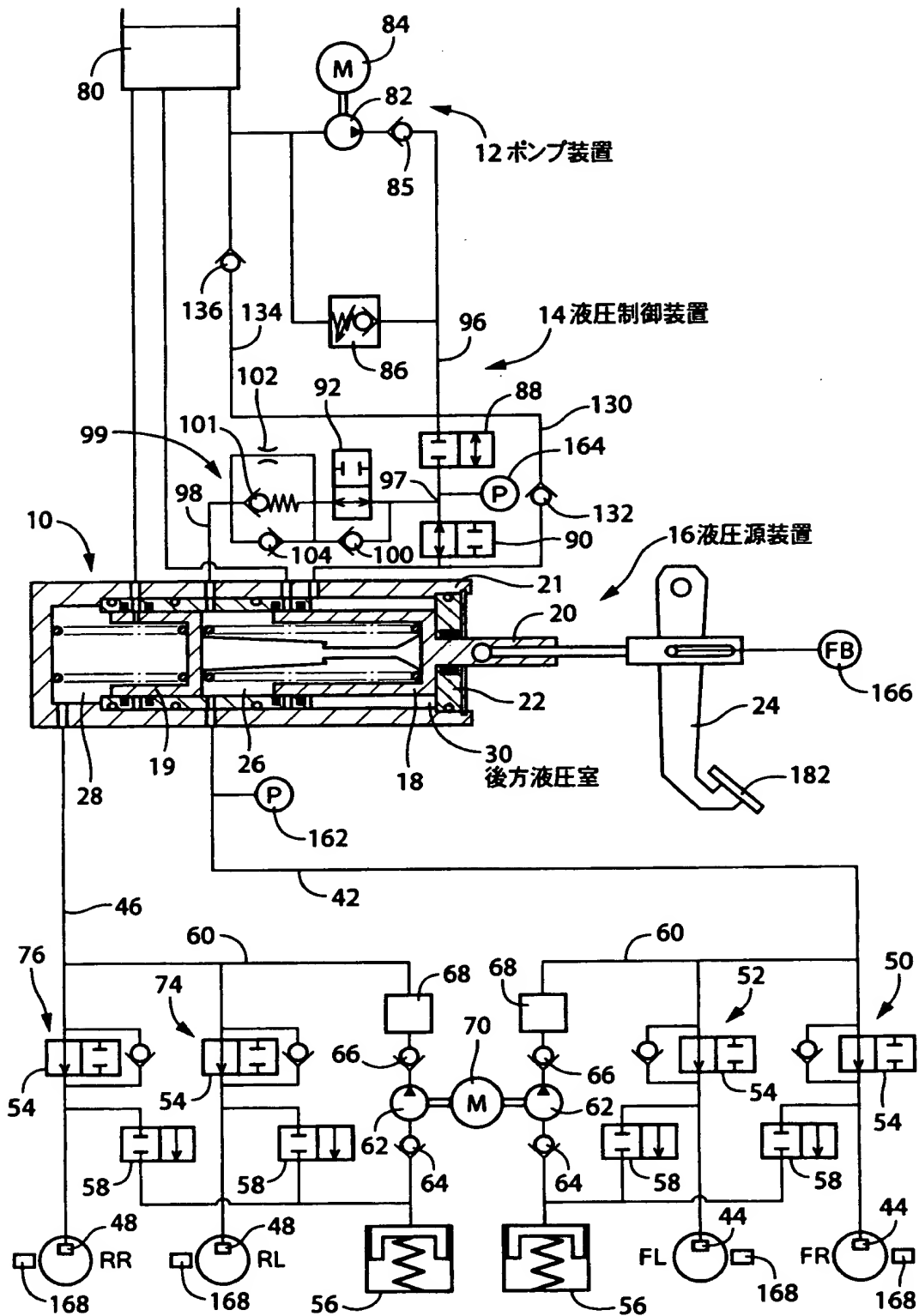
5 9 8 動力式液圧源装置

6 2 0 動力式駆動源

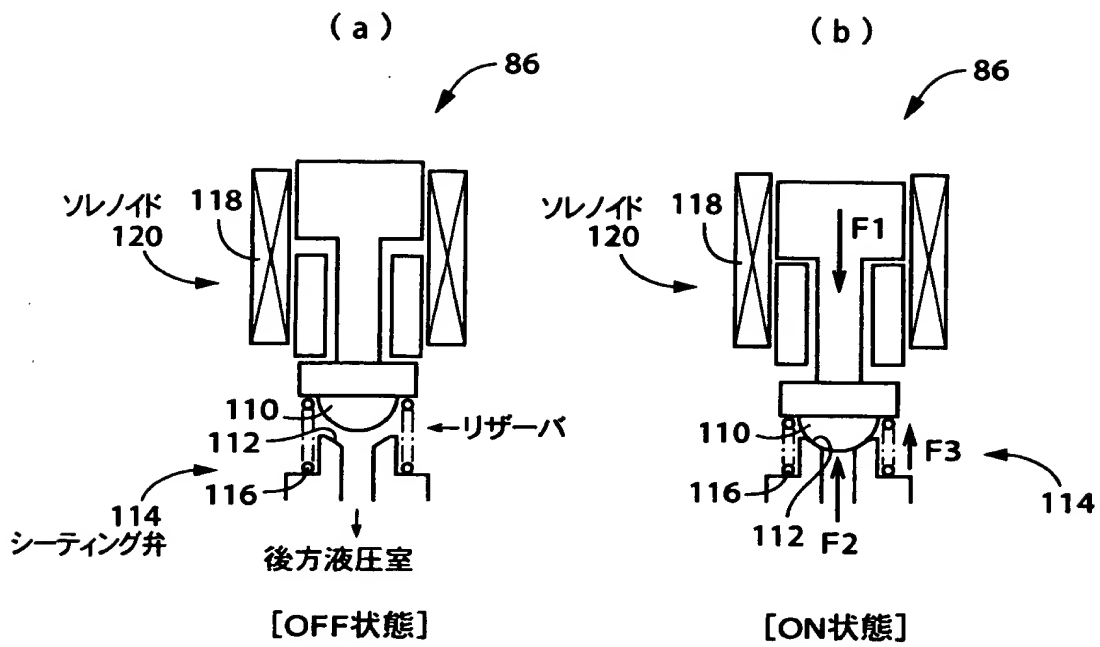
6 2 2 駆動伝達装置

【書類名】 図面

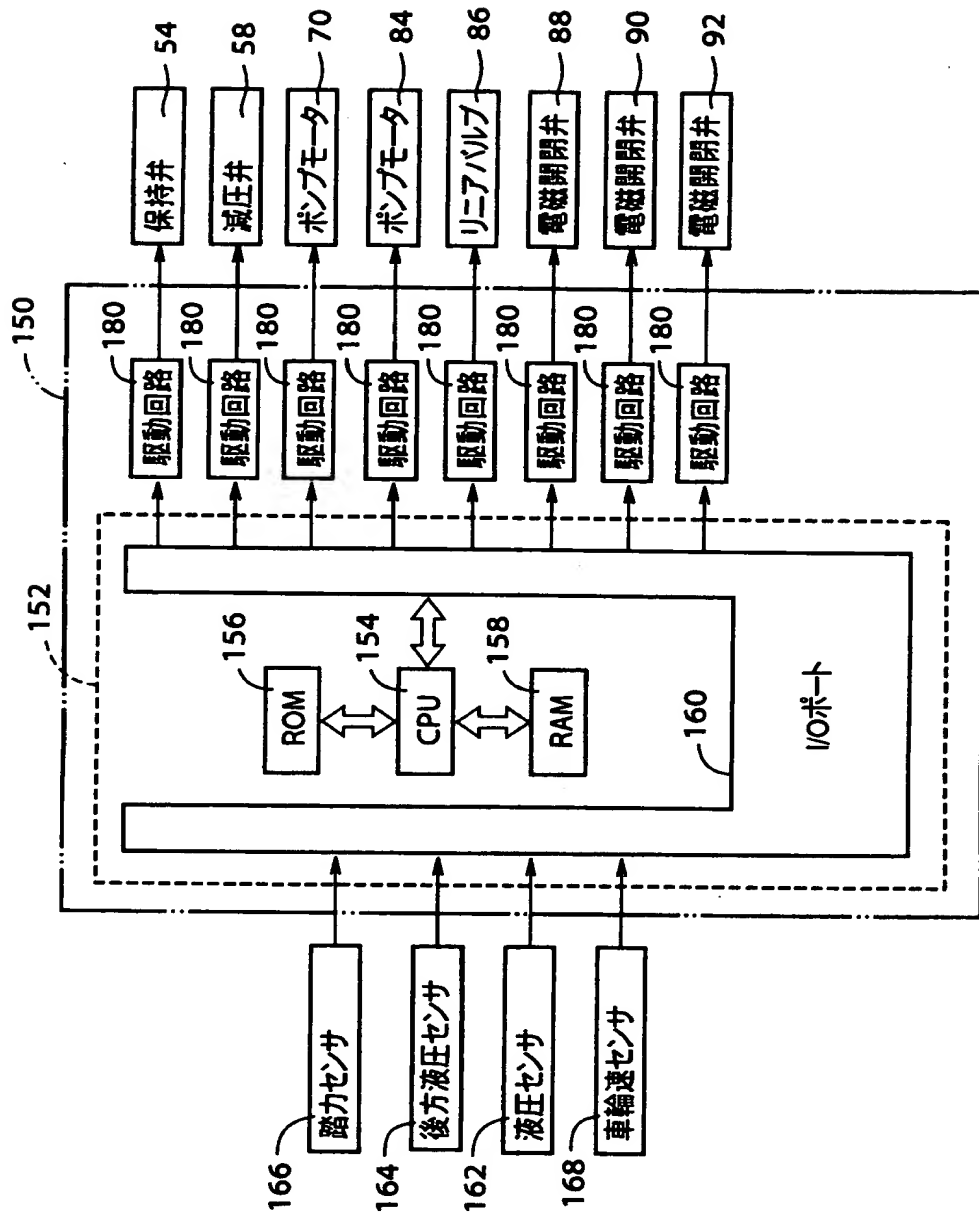
【図 1】



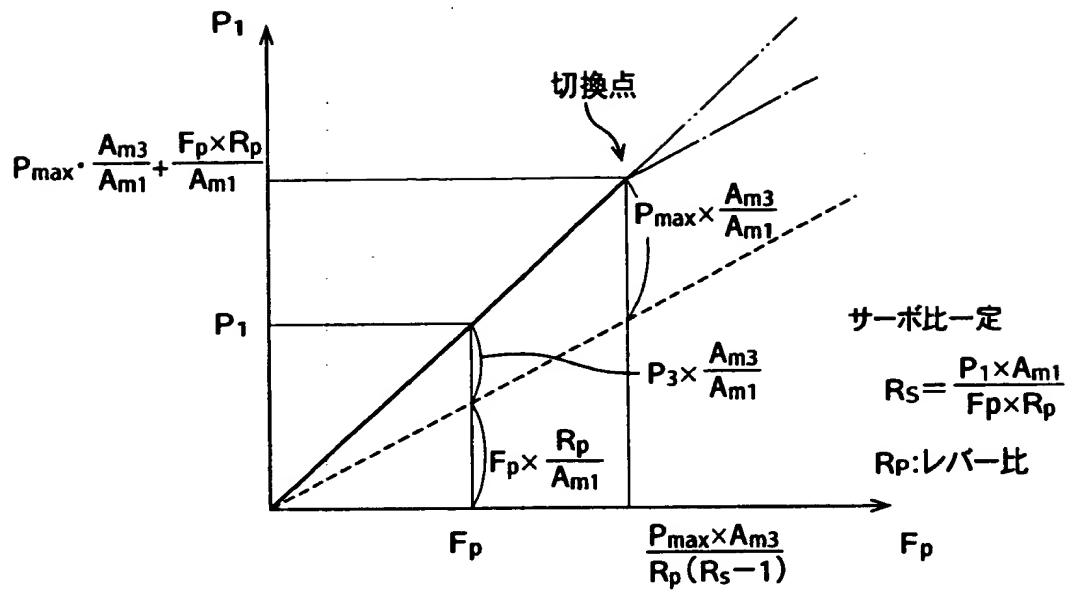
【図 2】



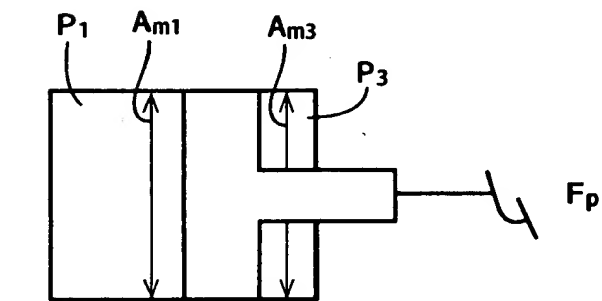
【図 3】



【図 4】

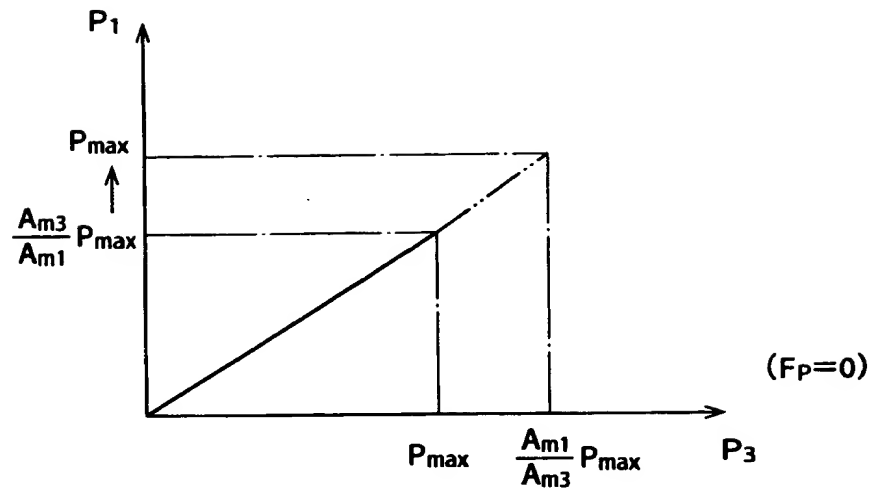


【図 5】

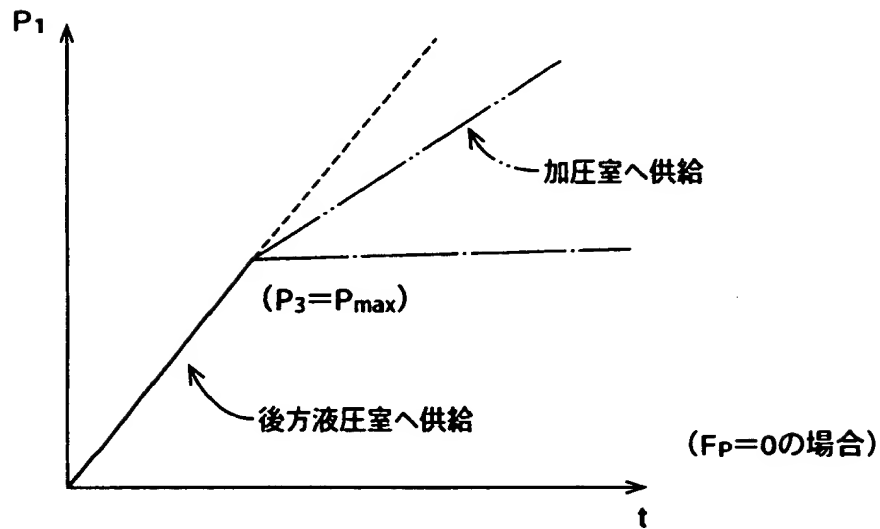


$$P_1 \times A_{m1} = P_3 \times A_{m3} + F_p \times R_p \quad \cdots (1)$$

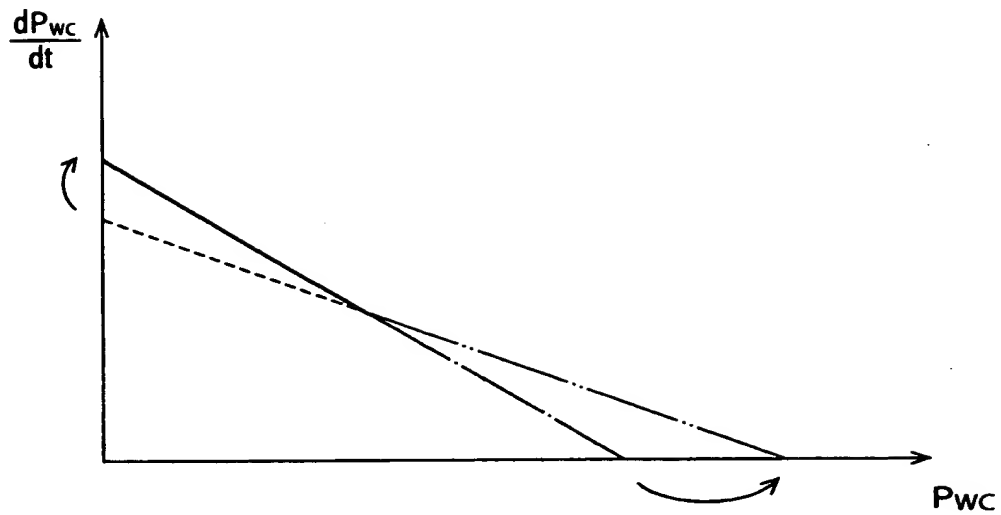
【図 6】



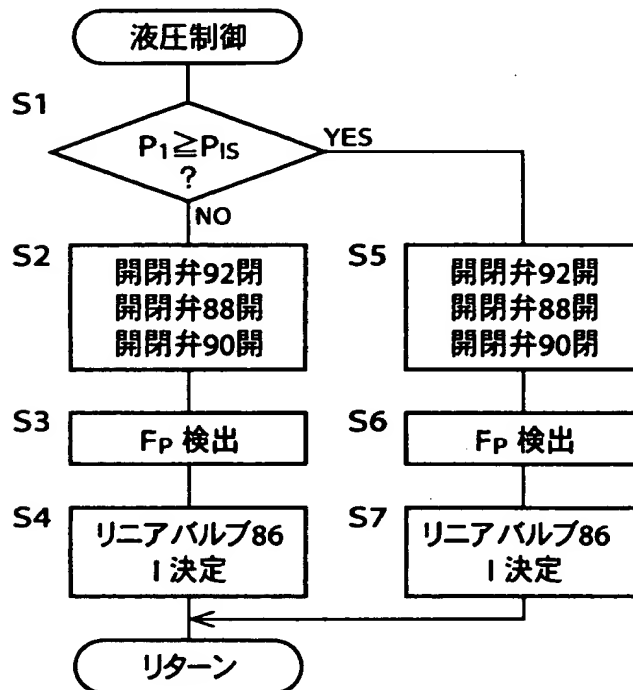
【図 7】



【図 8】



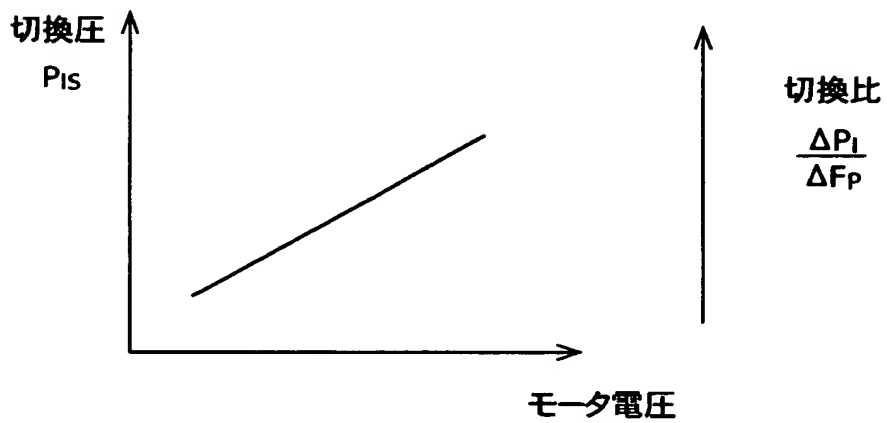
【図 9】



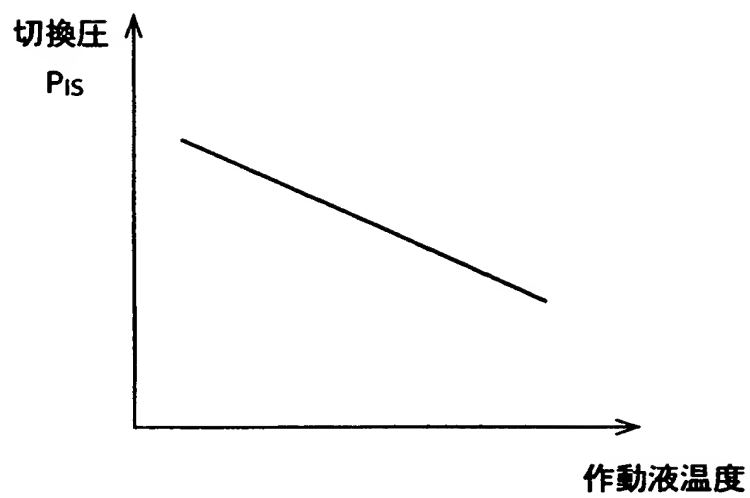
【図 1 0】

	第1状態	第2状態
電磁開閉弁88	Open	Open
電磁開閉弁90	Open	Shut
電磁開閉弁92	Shut	Open
ブレーキシリンダへの 供給流量 q_{wc}	$\frac{A_{m1}}{A_{m3}} \times q$	q
ブレーキ液圧 P_{wc}	$\frac{A_{m3}}{A_{m1}} \times P \ (F_P=0)$	P

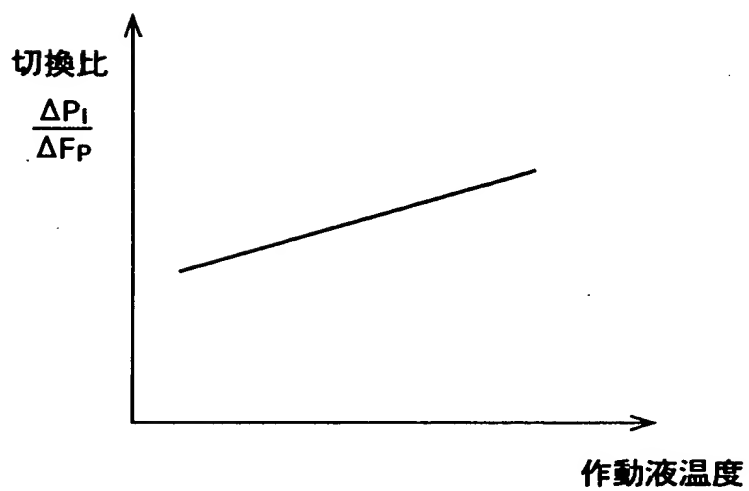
【図 1 1】



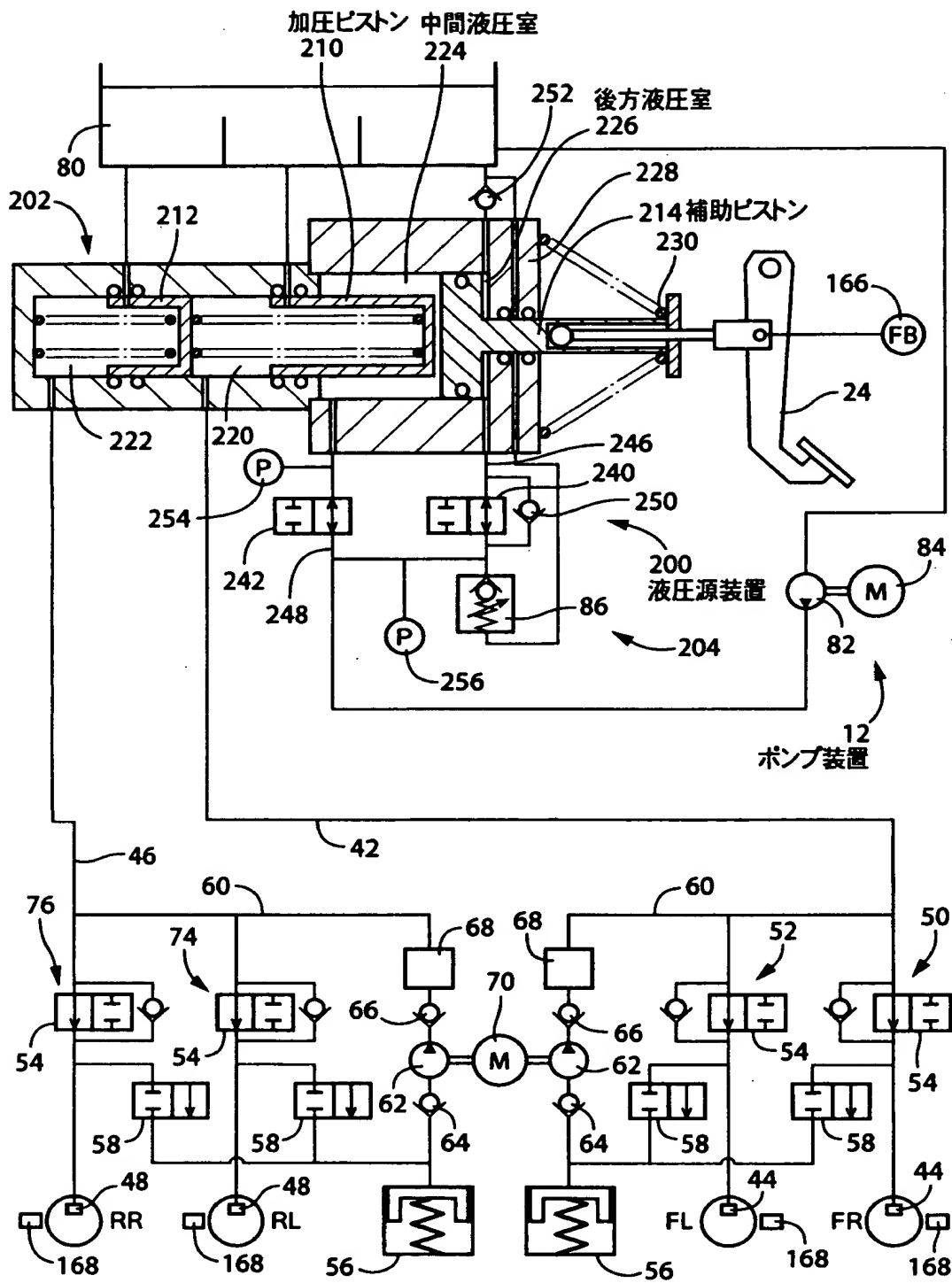
【図 1 2】



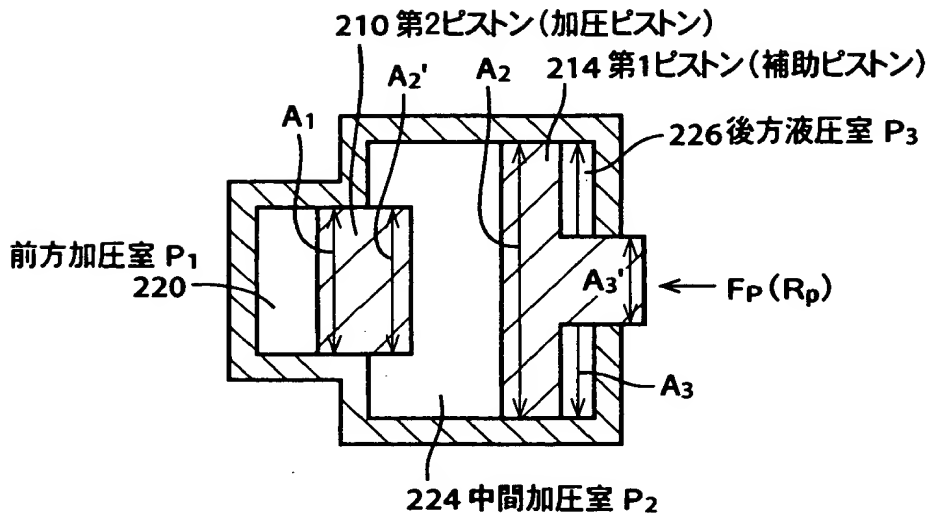
【図 1 3】



【図 14】



【図 1 5】



第1加圧ピストンについて

$$P_3 \cdot A_3 + F_p \cdot R_p = P_2 \cdot A_2 \quad \dots (2)$$

ただし、 $A_3 = A_2 - A_3'$

第2加圧ピストンについて

$$P_2 A_2' = P_1 A_1 \quad \dots (3)$$

後方液圧室に作動液が供給される場合

$$\text{第1ピストンの移動量 } \Delta L_1 = \frac{q}{A_3} \quad \dots (4)$$

中間液圧室において容積一定の場合

$$\Delta L_1 \cdot A_2 = \Delta L_2 \cdot A_2'$$

$$\begin{aligned} \text{第2ピストンの移動量 } \Delta L_2 &= \frac{A_2}{A_2'} \Delta L_1 \\ &= \frac{A_2}{A_2'} \frac{q}{A_3} \quad \dots (5) \end{aligned}$$

加圧室から流出させられる作動液量

$$\begin{aligned} q' &= A_1 \cdot \Delta L_2 \\ &= \frac{A_1 A_2}{A_2' A_3} \cdot q \quad \dots (6) \end{aligned}$$

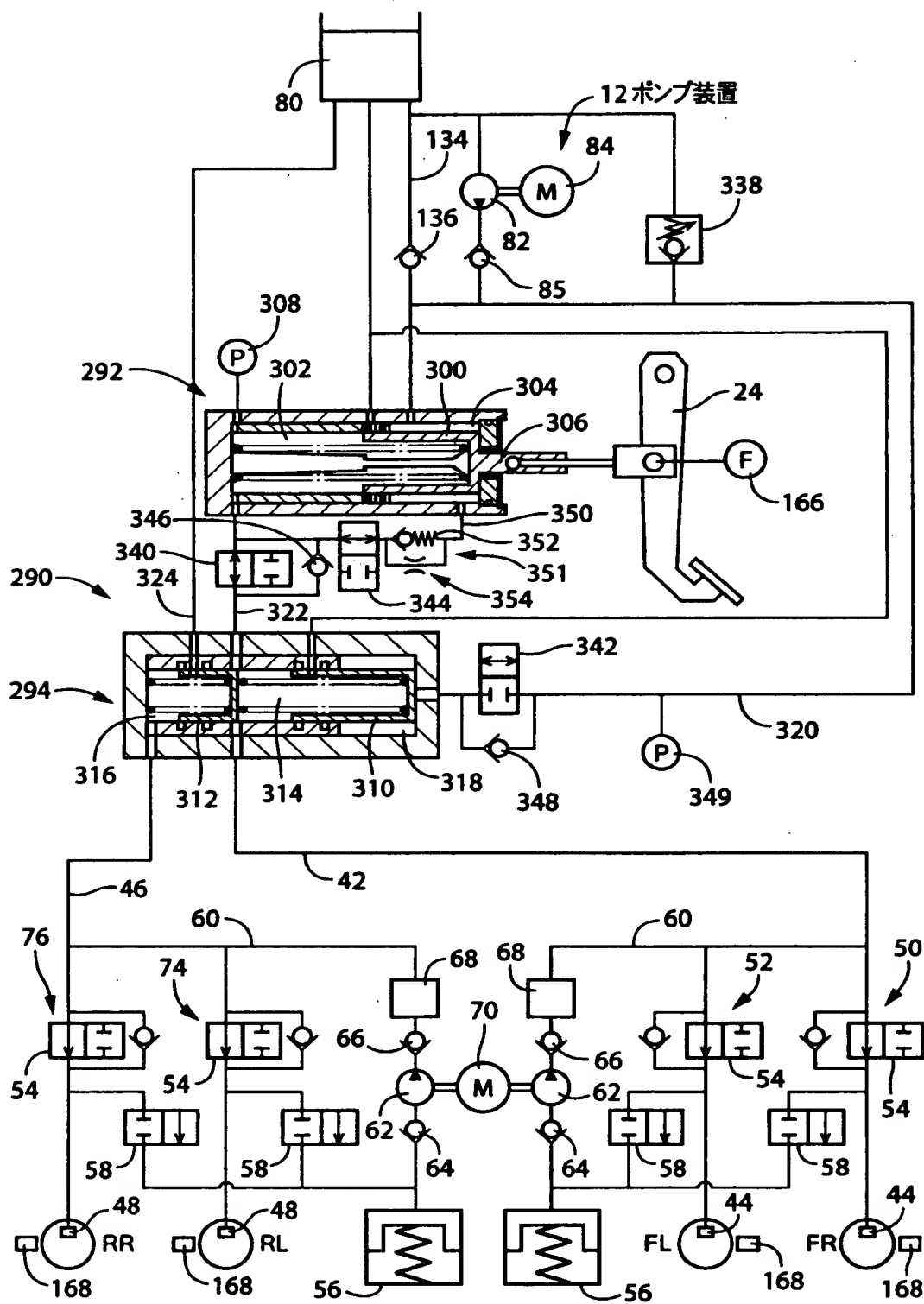
中間液圧室に作動液が供給される場合

$$q' = \frac{A_1}{A_2'} q$$

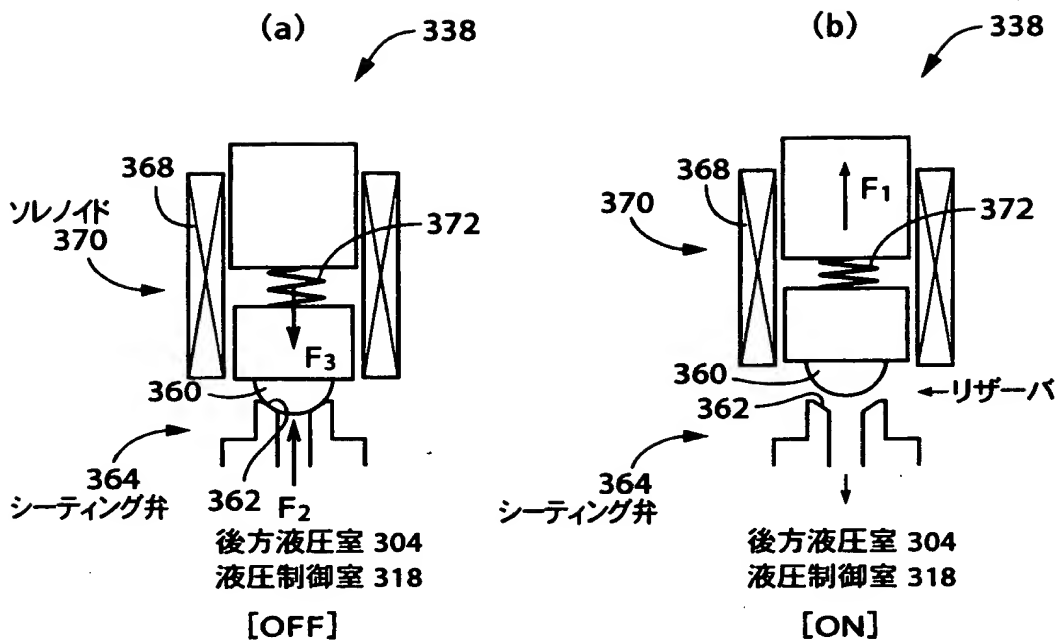
【図 1 6】

	第1状態	第2状態
電磁開閉弁240	Open	Shut
電磁開閉弁242	Shut	Open
ブレーキシリンダへの 供給流量 (q_{wc})	$\frac{A_2}{A_3} \times q \left(\frac{A_2 A_1}{A_3 A_2'} \times q \right)$	$q \left(\frac{A_1}{A_2'} \times q \right)$
ブレーキ液圧 (P_{wc})	$\frac{A_3}{A_2} \times P \left(\frac{A_3 A_2'}{A_2 A_1} \times P \right)$ ($F_P=0$)	$P \left(\frac{A_2'}{A_1} \times P \right)$

【图 17】



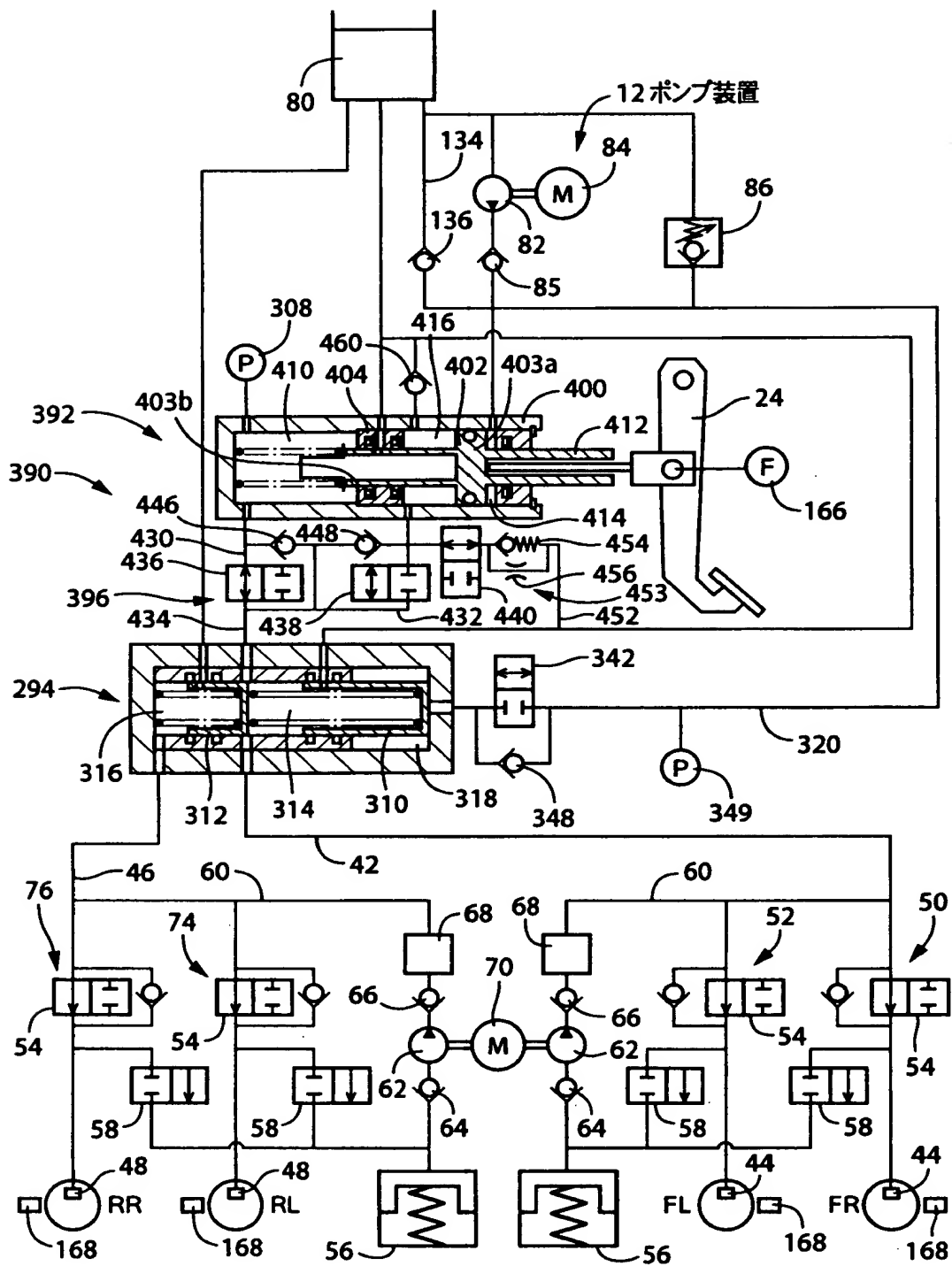
【図 1 8】



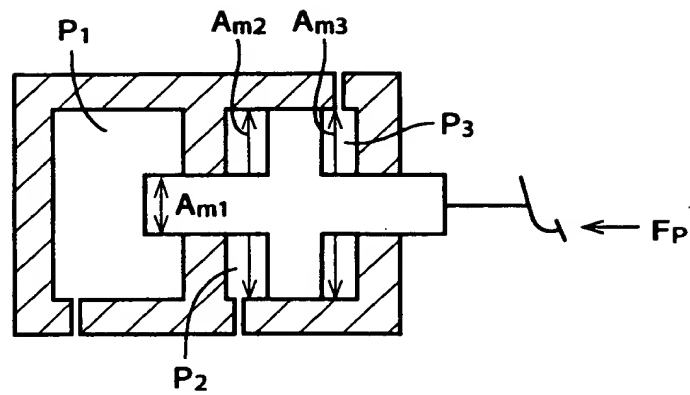
【図 1 9】

	第1状態	第2状態
電磁開閉弁340	Open	Shut
電磁開閉弁342	Shut	Open
電磁開閉弁344	Shut	Shut
ブレーキシリンダへの供給流量	$\frac{A_{m1}}{A_{m3}} \times q$	q
ブレーキ液压	$\frac{A_{m3}}{A_{m1}} \times P (F_P=0)$	P

【図 20】



【図 2 1】



第1状態

$$F_p \times R_p + A_{m3} \times P_3 = A_{m2} \times P_2 + A_{m1} \times P_1 \quad \dots (7)$$

$$P_1 = P_2$$

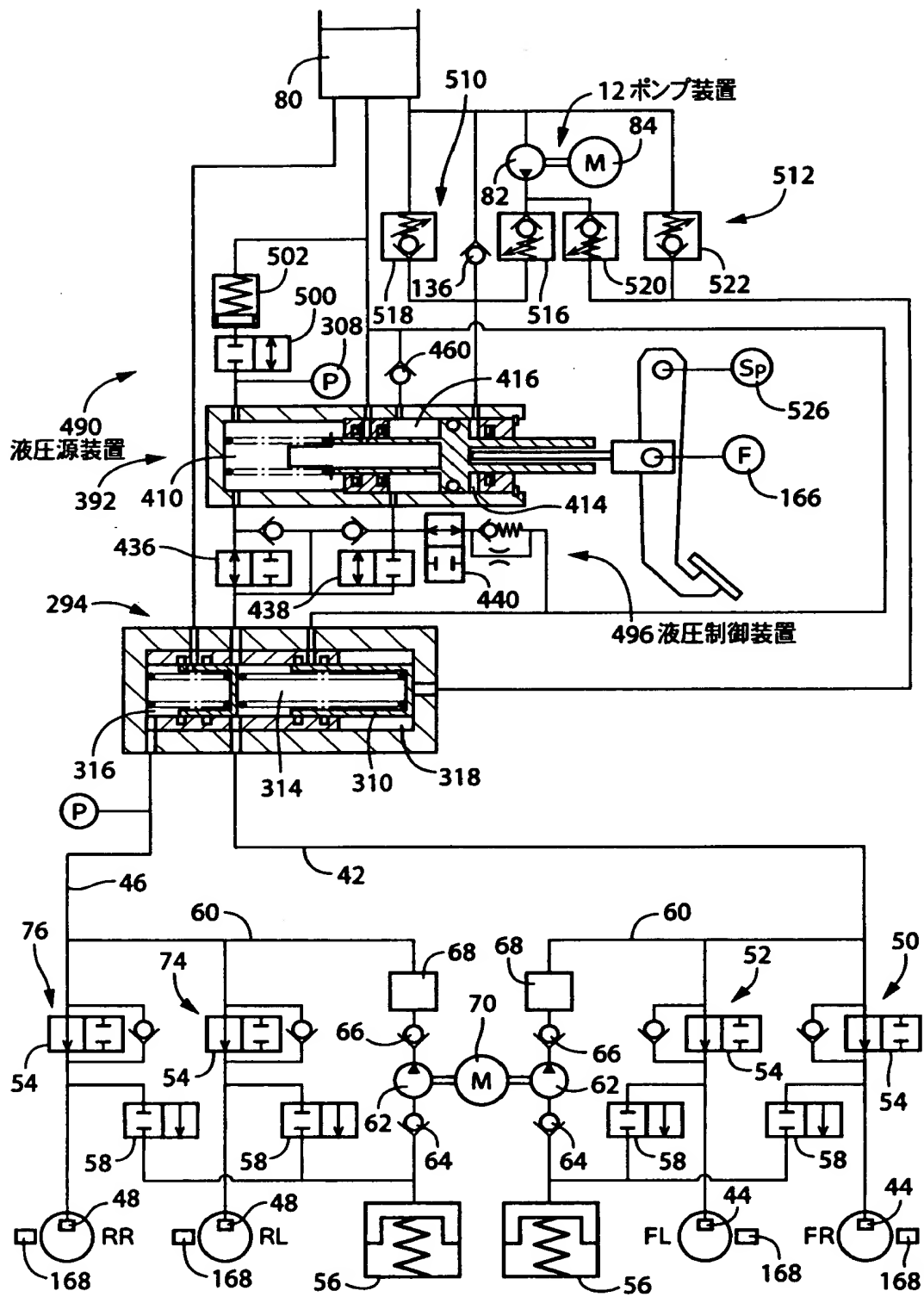
第3状態

$$F_p \times R_p + A_{m3} \times P_3 = A_{m1} \times P_1 \quad \dots (8)$$

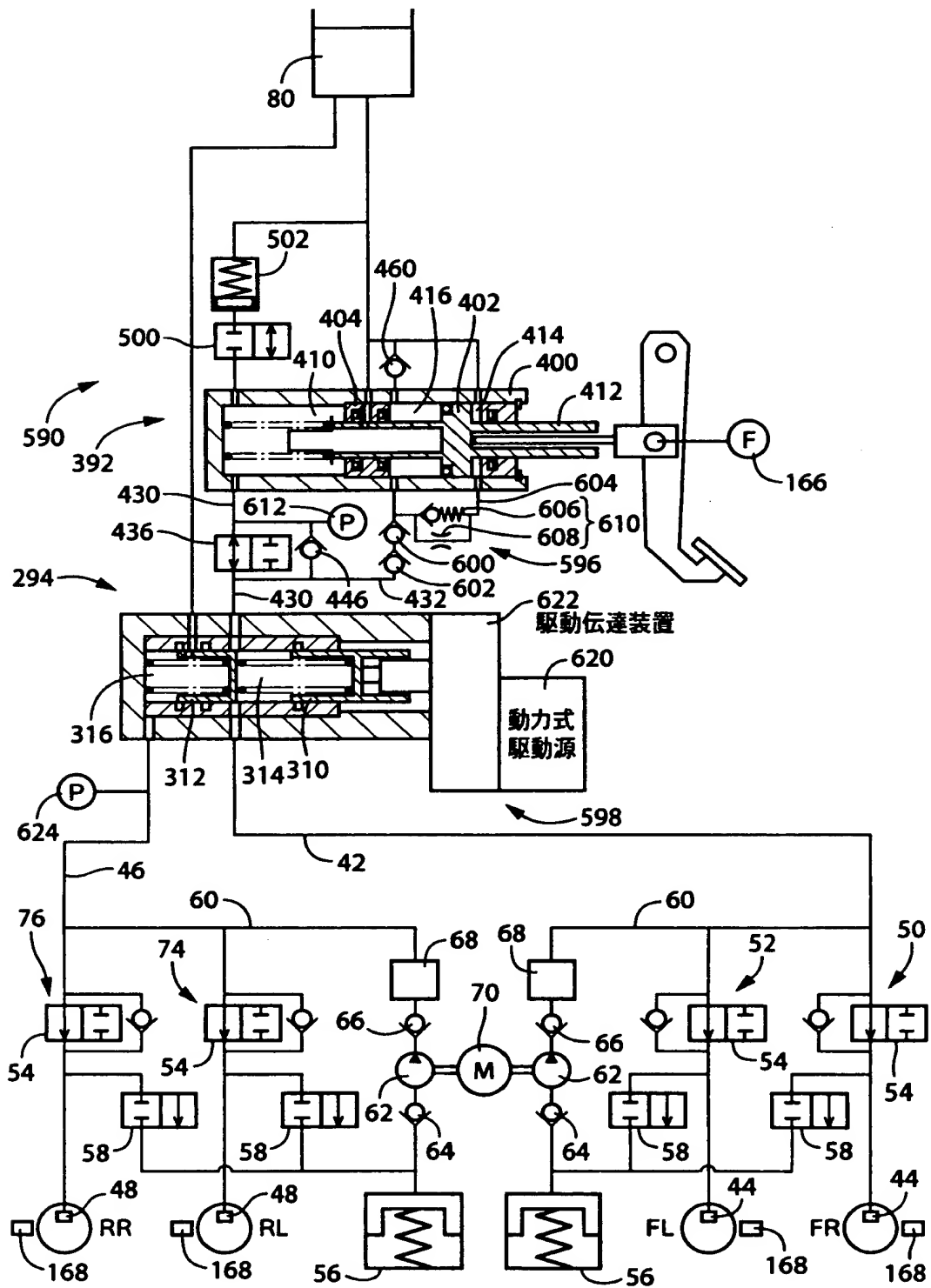
【図 2 2】

	第1状態	第2状態	第3状態
電磁開閉弁436	Open	Shut	Open
電磁開閉弁438	Open	Shut	Shut
電磁開閉弁440	Shut	Shut	Open
電磁開閉弁342	Shut	Open	Shut
ブレーキ液圧 増圧勾配	$\frac{(A_{m1} + A_{m2})}{A_{m3}} \times q$	q	$\frac{A_{m1}}{A_{m3}} \times q$
ブレーキ液圧	$\frac{A_{m3} \times P}{A_{m1} + A_{m2}}$ ($F_p = 0$)	P	$\frac{A_{m3}}{A_{m1}} \times P$ ($F_p = 0$)

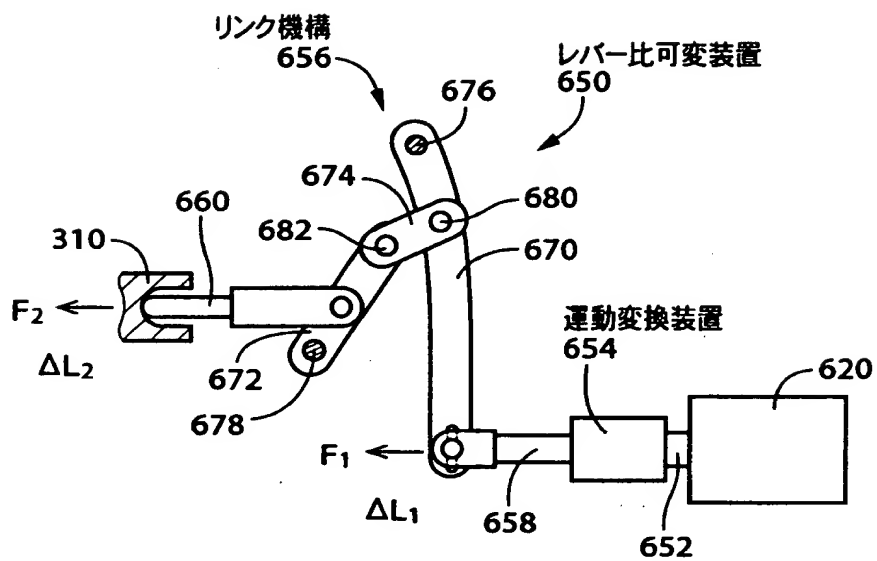
【図 23】



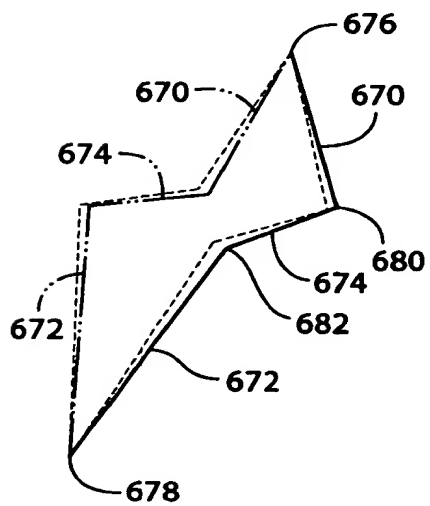
【図 24】



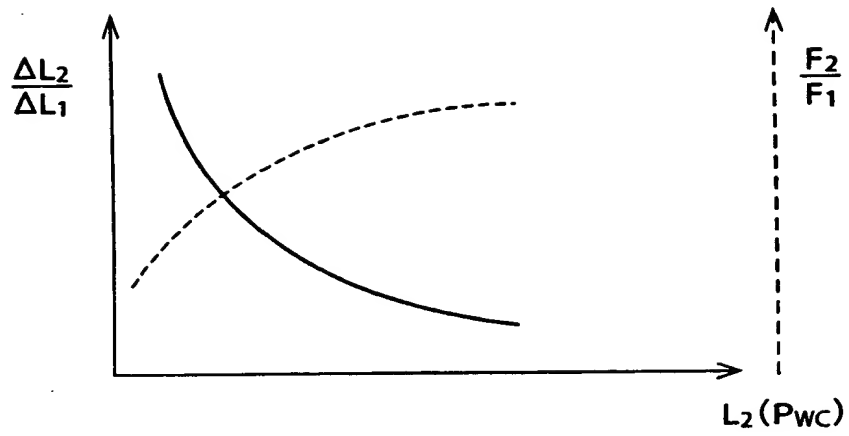
【図 25】



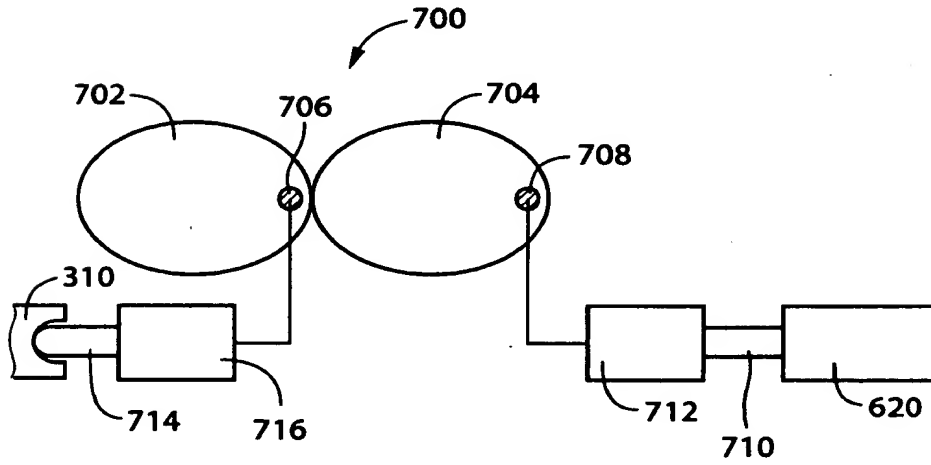
【図 26】



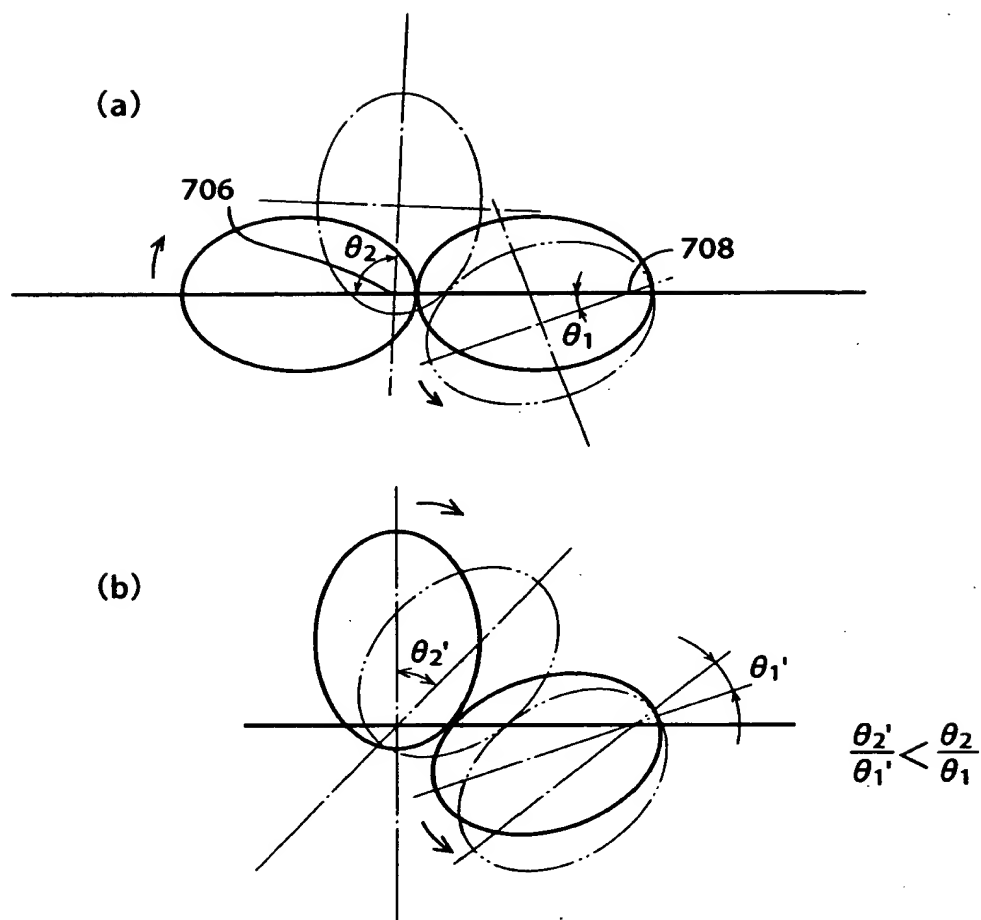
【図 2 7】



【図 2 8】



【図 29】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】動力式液压源を備えたブレーキ装置において、運転者による制動要求に幅広く対応可能とする。

【解決手段】第 1 状態においては、電磁開閉弁 8 8，9 0 が開状態、電磁開閉弁 9 2 が閉状態にされ、ポンプ装置 1 2 の作動液が後方液压室 3 0 に供給される。第 2 状態においては、電磁開閉弁 9 0 が閉状態、電磁開閉弁 8 8，9 2 が開状態にされ、ポンプ装置 1 2 の作動液が加圧室 2 6 に供給される。第 1 状態では、第 2 状態より制御可能なブレーキ液压の上限値は小さいが供給流量が大きくなる。踏力が小さい場合に第 1 状態、大きい場合に第 2 状態にすれば、ブレーキ操作初期状態において、増圧勾配を大きくし、踏力が大きい場合において、ブレーキ液压を大きくすることができる。

【選択図】 図 1

認 定 ・ 付 加 情 報

特許出願の番号	特願 2 0 0 0 - 2 4 6 9 6 3
受付番号	5 0 0 0 1 0 4 1 8 3 8
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0 0 9 2
作成日	平成 1 2 年 8 月 1 7 日

< 認定情報・付加情報 >

【提出日】	平成12年 8月16日
-------	-------------

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 2 7 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社